

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

Étude et fabrication de micro-débitmètres à pression différentielle de type orifice plat destinés à l'installation d'une micro-turbopompe

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Amrid AMNACHE

Jury : Luc Fréchette (directeur)
Hachimi Fellouah
Jean Sébastien Plante

Sherbrooke (Québec) Canada

IV - 2232

Août, 2012



Library and Archives
Canada

Published Heritage
Branch

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque et
Archives Canada

Direction du
Patrimoine de l'édition

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence

ISBN: 978-0-494-90949-2

Our file Notre référence

ISBN: 978-0-494-90949-2

NOTICE:

The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.

Canada

À ma mère, à mon père

RÉSUMÉ

La croissance du développement des microsystèmes fluidiques de puissance dans la dernière décennie a augmenté considérablement le besoin de développer des instruments de mesure différents des instruments traditionnels. Le but du présent travail est l'étude et la fabrication des micro-débitmètres à pression différentielle. Dans ce cas, le principe de calcul du débit se fait par la mesure de la chute de pression à travers un micro-orifice dans un microcanal à section rectangulaire. Ces micro-débitmètres à micro-organe déprimogène sont destinés pour mesurer le débit dans les microsystèmes fluidiques opérant à gaz tels que les *power MEMS*. Pour ces derniers, actuellement, il n'existe aucun micro-débitmètre sur le marché adapté pour leurs conditions d'opération.

Dans ce mémoire, une série de 16 micro-débitmètres de type orifice plat à section rectangulaire ont été fabriqués et testés expérimentalement. Leur géométrie est caractérisée par deux paramètres : un coefficient de contraction allant de 0,2 à 0,8 et un rapport de forme au niveau de l'orifice allant de 0,21 à 2,45. Le diamètre hydraulique des microcanaux varie entre 220 et 388 μm . La variation de la chute de pression à travers le micro-orifice en fonction du débit a été mesurée pour chaque micro-débitmètre avec une pression d'entrée de 5, 6,5 et 8 bars. La plage de débit étudiée est entre 0,2 et 100 mg/s. Le coefficient de décharge de chaque micro-débitmètre a été déterminé. Par ailleurs, le comportement du coefficient de décharge a été étudié en fonction du nombre de Reynolds allant de 100 à 13000, et en fonction de la perte de pression adimensionnée, $\frac{\Delta P}{P_1}$, allant de 0,001 à 0,6. À même dimension géométrique, les résultats expérimentaux ont montré que le coefficient de décharge est fonction du nombre de Reynolds pour une valeur du facteur d'expansion, Y , supérieure à 0,9. Pour des valeurs de Y inférieures à 0,9, le coefficient de décharge est dépendant de $\frac{\Delta P}{P_1}$. Les résultats expérimentaux ont été comparés aux résultats de la simulation numérique. De cette façon, le modèle numérique a été validé.

Ce travail a permis de développer des micro-débitmètres capables de mesurer de faibles débits à l'ordre des milligrammes par seconde (mg/s) dans les microsystèmes fluidiques de puissance. Particulièrement, le travail a permis de répondre aux exigences de l'installation d'une micro-turbopompe en termes de mesure du débit de gaz. De plus, l'étude approfondie des micro-débitmètres a permis d'acquérir une connaissance plus élaborée de l'écoulement à travers ce type de restriction dans les microcanaux rectangulaires. La caractérisation expérimentale de ce type de micro-débitmètres a été faite pour la première fois. En effet, cette étude a permis de définir des corrélations empiriques du coefficient de décharge spécifiques à chaque dimension géométrique. Ces corrélations seront un bon outil de design de ce genre de mesure.

Mots clés : micro-débitmètre, coefficient de décharge, micro-turbopompe, différence de pression, microfabrication, corrélation.

REMERCIEMENTS

Je me permets d'exprimer mes remerciements les plus sincères pour le professeur **Luc Fréchette**, qui, en tant que directeur de recherche, n'a cessé de croire en mes capacités pour ce projet. Je tiens à le remercier également pour son soutien à la fois scientifique et moral tout le long de ce travail.

Toute ma reconnaissance à Monsieur **Gholamreza Mirshekari** pour sa contribution à la fabrication des micro-débitmètres aux salles blanches.

Je tiens à remercier mon collègue du projet de recherche Monsieur **Mokhtar Liamini** pour son aide précieuse et pour tous ces conseils utiles qu'il m'a prodigués.

J'adresse aussi mes remerciements à Monsieur **Mohammed Omri** d'avoir accepté de travailler avec nous pour la mise en œuvre de l'article de conférence.

Je manifeste ma gratitude à Monsieur **Charles Sevigny**, stagiaire avec qui j'ai travaillé, pour sa collaboration étroite dans l'élaboration du banc de test.

Je n'oublie pas d'adresser mes plus chaleureux remerciements pour Madame **Estelle Bernier** qui m'a toujours soutenu et encouragé durant la réalisation de ce mémoire.

Un grand merci très spécial pour mes **parents** et mon **frère** qui m'ont tant soutenu.

Enfin merci pour toute personne ayant participé au bon déroulement de ce modeste travail.

Amrid Amnache

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	iii
LISTE DES FIGURES.....	vii
LISTE DES TABLEAUX.....	ix
LISTE DES SYMBOLES	xi
Introduction générale.....	1
1. INTRODUCTION	5
1.1 Les microsystèmes fluidiques	5
1.2 Méthodes de fabrication des microsystèmes fluidiques.....	6
1.3 Les écoulements à petite échelle	6
1.4 Application de la microturbine à vapeur	8
1.5 Mesure du débit des fluides dans les microsystèmes fluidiques	13
1.6 Problématique et objectifs de recherche.....	18
1.7 Méthodologie	20
2. CONCEPTION ET MICROFABRICATION DES MICRO-DÉBITMÈTRES À	
ORIFICE PLAT	23
2.1 Introduction	23
2.2 Principe de fonctionnement.....	23
2.3 Hypothèses et équations principales pour les micro-débitmètres	25
2.4 Dimensions et microfabrication des micro-débitmètres à orifice plat	29
3. ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DES MICRO-DÉBITMÈTRES À ORIFICE PLAT	37
3.1 Introduction	37
3.2 Banc d'essais et protocole expérimental	37
3.3 Résultats et interprétations	42
Conclusion générale	67
ANNEXE A : AN ANALYTICAL AND NUMERICAL STUDY OF RECTANGULAR	
ORIFICE PLATE MICRO-FLOWMETERS.....	71
ANNEXE B : MODÉLISATION ANALYTIQUE DES MICRO-DÉBITMÈTRES	
THERMIQUES	89
ANNEXE C : CONCEPT ET CALCUL DES O-RING	111
ANNEXE D : MASQUES DE PHOTOLITHOGRAPHIE	117
ANNEXE E : RECETTES DE FABRICATION DES MICRO-DÉBITMÈTRES.....	119
ANNEXE F : BANC D'ESSAIS DE LA MICRO-TURBOPOMPE.....	124
LISTE DES RÉFÉRENCES	125

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 Les différents régimes d'écoulement.....	8
Figure 1-2 Schéma d'une section de la micro-turbopompe	10
Figure 1-3 Vue éclatée de la micro-turbopompe.....	11
Figure 1-4 Micro-débitmètre thermique.....	15
Figure 1-5 Micro-contrôleur de débit.....	16
Figure 1-6 Micro-débitmètre à piézorésistivité.....	16
Figure 1-7 Type de débitmètres à organe déprimogène	18
Figure 2-1 Pertes de pression dans le macro-débitmètre et le micro-débitmètre	24
Figure 2-2 Schéma d'un micro-débitmètre à orifice plat	30
Figure 2-3 Vue sous le microscope électronique du microcanal tranché.....	32
Figure 2-4 Méthode de fabrication des micro-débitmètres à orifice plat.....	34
Figure 2-5 Schéma de la méthode de gravure avec des murs sacrificiels.....	45
Figure 2-6 Puce des micro-débitmètres et une vue agrandie d'un seul micro-débitmètre	35
Figure 3-1 Schéma du dispositif expérimental pour le test des micro-débitmètres	38
Figure 3-2 Vue éclatée du packaging de micro-débitmètres.....	39
Figure 3-3 Banc d'essais des micro-débitmètres.....	40
Figure 3-4 Schéma des résistances thermiques entre le microcanal et l'air ambiant.....	44
Figure 3-5 Nombre de Knudsen en fonction du nombre de Reynolds à l'orifice Re_o , #13.....	46
Figure 3-6 Tests de répétition pour le micro-débitmètre # 6.....	46
Figure 3-7 Variation de la différence de pression en fonction du débit massique	50
Figure 3-8 Coefficient de décharge en fonction du nombre de Reynolds.....	56
Figure 3-9 Coefficient de décharge en fonction de la différence de pression adimensionnée.....	59
Figure 3-10 Coefficient de décharge en fonction de la différence de pression adimensionnée.....	60
Figure 3-11 Comparaison entre le débit prédit et le débit mesuré	64
Figure 3-12 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques, #11	66
Figure 3-13 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques, #7	66
Figure A-1 Pressure drop through orifice	76
Figure A-2 Schematic domain used in the numerical simulation of the flow through	79
Figure A-3 Normalised static pressure profiles across the channel at three different positions	80
Figure A-4 Static pressure contours in the symmetric plane	81
Figure A-5 Normalized static pressure variation along the micro-flowmeter #3	82
Figure A-6 Velocity magnitude contours in symmetric plane	83
Figure A-7 Pressure drop versus mass flow rate through the micro-orifice	84
Figure A-8 Discharge coefficient versus channel Reynolds number.....	85
Figure A-9 Velocity profiles at $b/2$ on half width of micro-channels.....	86
Figure B-1 Schéma du micro-débitmètre thermique.....	90
Figure B-2 Longueur de développement thermique en fonction du rapport de forme	99
Figure B-3 Longueur du développement hydrodynamique et thermique	100
Figure B-4 Nombre de Nusselt en fonction du rapport de forme pour $Br=0$	102
Figure B-5 Nombre de Nusselt en fonction du rapport de forme.....	103
Figure B-6 Profil de température adimensionnée pour différents nombres de Brinkman	104
Figure B-7 Variation de la différence de température adimensionnée.....	105
Figure B-8 Organigramme de design d'un micro-débitmètre thermique à canal rectangulaire...	107
Figure B-9 Puissance thermique du chauffage en fonction du débit massique, cas du TB	109

Figure B-10 Puissance thermique du chauffage en fonction du débit massique, cas du <i>JB</i>	109
Figure B-11 Puissance thermique du chauffage en fonction du débit massique, cas de turbine .	110
Figure C-1 Serrage des <i>O-ring</i> par la méthode de la butée	114
Figure D-1 Masque de photolithographie pour la formation des microcanaux	117
Figure D-2 Masque de photolithographie pour la formation des trous d'alimentation.....	118

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1-1 Comparaison élémentaire entre la turbine et la micro-turbopompe à vapeur	9
Tableau 1-2 Spécifications des débitmètres à utiliser dans l'installation micro-turbopompe.....	12
Tableau 1-3 Comparaison des méthodes de mesure de débit.....	20
Tableau 2-1 Paramètres et dimensions géométriques des micro-débitmètres.....	31
Tableau 3-1 Groupements adimensionnels	51
Tableau 3-2 Paramètres des corrélations empiriques.....	62
Tableau A-1 Geometric parameters for micro-flowmeters	78
Tableau B-1 Paramètres des micro-débitmètres thermiques.....	108
Tableau C-1 Compatibilité des <i>O-ring</i> avec l'environnement et les fluides.....	112
Tableau C-2 Résistance des matériaux des <i>O-ring</i> à la température.....	113
Tableau E-1 Étapes de fabrication des micro-débitmètres à orifice plat.....	119
Tableau E-2 Recette de la gravure profonde DRIE (étapes 7, 8, 9, 10).....	122
Tableau E-3 Recette de la gravure profonde DRIE (étape 21)	123

LISTE DES SYMBOLES

Symbole	Définition
<u>Abréviations en anglais</u>	
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineering</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
DRIE	<i>Deep Reactive Ion Etching</i>
FRMS	<i>Fractional root mean square</i>
JB	<i>Journal bearing</i>
Lab-on-chip	<i>Laboratory On a Chip</i>
LPCVD	<i>Low Pressure Chemical vapor Deposition</i>
MEMS	<i>Micro Electro Mechanical systems</i>
PECVD	<i>Plasma Enhanced Chemical Vapor Deposition</i>
RIE	<i>Reactive Ion Etching</i>
RMS	<i>Root mean square</i>
SOI	<i>Silicon On Insulator</i>
TB	<i>Thrust Bearing</i>
<u>Variables</u>	
A	Section de passage
b	Largeur
C	Compression du joint
C_d	Coefficient de décharge
C_d'	Coefficient de décharge défini par la régression
$par 1, par 2$	Constantes des corrélations
C_p	Chaleur spécifique à pression constante
D	Diamètre interne du joint
d	Diamètre de la section du joint
D_h	Diamètre hydraulique
E	Module d'Young
E_c	Écrasement du joint
E_p	Épaisseur
RMS	Erreur absolue
FRMS	Erreur relative
\dot{E}_μ	Énergie de dissipation visqueuse
F	Force de compression appliquée par le joint
h_c	Coefficient de convection
k	Rapport des chaleurs spécifique du gaz
L	Largeur de la couche/Largeur du bord de l'orifice (article)
l	Longueur
L_c	Longueur caractéristique
L_m	Libre parcours moyen
\dot{m}	Débit massique
P	Pression

PP	Périmètre
\dot{Q}	Puissance thermique
q''	Flux de chaleur
R	Constante des gaz particulier
r	Coefficient de corrélation
R_{th}	Resistance thermique
S	Surface
s	Coefficient de sécurité
T	Température
u	Vitesse longitudinale fluide
V	Vitesse du fluide
v	Vitesse transversale du fluide
vo	Volume
V_x	Vitesse du fluide suivant l'axe des x
X_1	Longueur de l'entrée du canal
X_2	Longueur totale du canal
Y	Facteur d'expansion
Z	Longueur de développement

<u>Symboles grecques</u>	
ΔP	Différence de pression
ΔT	Différence de température
ΔP	Distance entre les deux points de mesure
α	Rapport de forme de l'orifice (article)= bo/ω
β	Coefficient de contraction
γ	Conductivité thermique
δ	Rapport de forme de l'orifice= ω/b_o
ε	Rapport de forme du canal= b_c/ω
θ	Profil de température adimensionné
θ'	Température adimensionnée
μ	Viscosité dynamique
ν	Viscosité cinématique
π	Nombres adimensionnels
ρ	Densité volumique
σ	Coefficient d'accommodation tangentiel
σ_c	Contrainte de rupture du silicium
Φ	Terme de dissipation visqueuse
τ	Incertitude de mesure ou de calcul
ω	Profondeur du canal

<u>Nombres adimensionnels</u>	
Br	Nombre de Brinkman
K	Facteur d'écoulement
Kn	Nombre de Knudsen
M	Nombre de Mach
Nu	Nombre de Nusselt

<i>Pr</i>	Nombre de Prandtl
<i>Re</i>	Nombre de Reynolds
<u><i>Indices</i></u>	
0	Arrêt/total/stagnation
1	Premier point de mesure
2	Deuxième point de mesure
2c	microcanal chauffé des deux côtés
4c	microcanal chauffé des quatre côtés
<i>air</i>	Air
<i>amb</i>	Ambiant
<i>b</i>	Butée
<i>c</i>	Canal
<i>conv</i>	Convection
<i>cri</i>	Critique
<i>dis</i>	Dispositif
<i>H</i>	Hydraulique
<i>h</i>	Hydrodynamique
<i>id</i>	Idéal
<i>inlet</i>	Entrée
<i>m</i>	Moyenne
<i>max</i>	Maximal
<i>o</i>	Orifice
<i>outlet</i>	Sortie
<i>pyrex</i>	Pyrex
<i>rep</i>	Répétition
<i>S</i>	Surface
<i>Sch</i>	Schlichting
<i>Si</i>	Silicium
<i>SiO₂</i>	Oxyde de silicium
<i>stat</i>	Statique
<i>t</i>	Transition
<i>th</i>	Thermique
<i>tot</i>	Total
<u><i>Exposants</i></u>	
*	Adimensionné
—	Moyenne
,	Température adimensionnée

Introduction générale

Depuis les deux dernières décennies, la miniaturisation des systèmes est en croissance continue. Parmi ces systèmes, se trouvent les microsystèmes manipulant des fluides qui se démarquent habituellement dans les domaines de la biologie, la biochimie et la médecine. Par exemple, les microsystèmes d'analyse sanguine et les laboratoires sur puce (*Lab-on-chip*). Mais récemment, une nouvelle technologie de microsystèmes utilisant des fluides à haute densité d'énergie a fait apparition dans la filiale des *Power MEMS*, tels que les microturbines à vapeur et à gaz, piles à combustible miniatures et les micro-propulseurs. Ces microsystèmes fluidiques de puissance ont pour but commun la génération ou la transformation d'énergie.

La croissance du développement des microsystèmes de puissance manipulant les fluides dans ces dernières années a augmenté le besoin de nouvelles méthodes et technologies d'instrumentation. Le besoin s'accroît du fait que la plupart de ces microsystèmes sont en cours de développement dans les laboratoires de recherche. En effet, la caractérisation de ces derniers fait intervenir beaucoup d'instruments de mesure qui sont peu accessibles par leur nombre limité sur le marché, très coûteux et en majorité non adaptés pour ce type d'applications et de conditions. Il est alors requis de développer des instruments plus adéquats et appropriés. Parmi ces instruments de mesure, le plus utilisé est le débitmètre pour mesurer le débit des fluides. Les débitmètres commerciaux existants actuellement sur le marché ne sont pas adéquats pour mesurer des faibles débits de gaz de l'ordre des milligrammes par seconde (mg/s) à haute température, plus que 200 °C.

Comme les débitmètres traditionnels présentent en général une simplicité de fonctionnement, il paraît intéressant de les miniaturiser afin de pouvoir les adapter à la mesure du débit dans ces microsystèmes fluidiques. C'est dans ce contexte que s'inscrit le présent mémoire qui concerne l'étude et la conception des micro-débitmètres à différentielle de pression de type orifice plat. Le calcul du débit se fait à l'aide d'une mesure de la différence de pression entre l'amont et l'aval d'un micro-orifice qui constitue une restriction dans un microcanal. Ces micro-débitmètres sont destinés particulièrement pour mesurer les faibles débits de vapeur d'eau dans l'installation d'une micro-turbopompe en cours de conception à l'Université de Sherbrooke.

Ce mémoire est constitué de trois chapitres. Le premier chapitre présente une introduction consacrée à donner un état de l'art sur les microsystèmes fluidiques et exposant les différentes méthodes de mesure de débit. Une attention particulière est portée sur la micro-turbopompe étant donné que les micro-débitmètres à concevoir dans le présent travail sont appelés à mesurer les différents débits dans cette installation de caractérisation. Ainsi, cette partie fait ressortir la problématique et les objectifs de la recherche suivie d'une méthodologie de travail.

Le deuxième chapitre s'agit d'une étude de conception suivie de la microfabrication des micro-débitmètres. Cette partie décrit, en premier le principe de fonctionnement et le design des micro-débitmètres à différentielle de pression de type orifice plat. Puis, le procédé de microfabrication de ces micro-débitmètres effectuée en salles blanches de l'Université de Sherbrooke.

Dans le troisième chapitre, après avoir fabriqué les micro-débitmètres, une étude expérimentale de ces derniers est présentée. Par ailleurs, les résultats expérimentaux sont analysés dans cette partie. Cette analyse permet de caractériser les micro-débitmètres et d'en définir les équations empiriques du coefficient de décharge spécifique à chaque micro-débitmètre.

Finalement, une conclusion générale de ce travail est présentée. Le mémoire comprend aussi cinq annexes. L'annexe A est formé d'un article de conférence sous forme manuscrite en anglais portant sur une étude analytique et numérique des micro-débitmètres à orifice plat. Le but principal de cette étude est de voir la faisabilité de ces micro-débitmètres et de mieux comprendre l'écoulement à travers ces microcanaux. Quatre configurations géométriques de ces micro-débitmètres sont analysées par simulation numérique en utilisant un code commercial (Ansys Fluent). Cette étude permet aussi de comparer les résultats obtenus du coefficient de décharge aux résultats donnés par les différentes corrélations empiriques existantes. L'annexe B présente une modélisation analytique d'une autre proposition de mesure des faibles débits par la méthode thermique. L'annexe C explique le choix et le montage des joints toriques *O-ring* dans le *packaging*. L'annexe D représente les masques lithographiques utilisés dans la microfabrication des micro-débitmètres à orifice plat. L'annexe E donne les recettes de fabrication des micro-débitmètres. Enfin, l'annexe F

représente un schéma du banc d'essais de la micro-turbopompe à vapeur détaillant toute l'installation et tous les instruments de mesure.

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Les microsystemes fluidiques

1.1.1 Microsystemes fluidiques de puissance

L'augmentation de la densité de puissance avec la miniaturisation a poussé le développement de diverses micromachines énergétiques fluidiques inspirées des systèmes à grande échelle tels que les microturbines à vapeur (cycle de Rankine), microturbines à gaz (cycle de Brayton) et les piles à combustible miniatures. Ces microsystemes de transformation d'énergie peuvent développer une puissance allant des μ Watts à des dizaines de Watts en utilisant plusieurs catégories de source d'énergie telles que l'énergie solaire, cinétique et thermique [Jacobson et Epstein, 2003]. Cette technologie de conversion d'énergie à petite échelle fait partie de la catégorie connue par l'abréviation anglaise *Power MEMS* qui est proposée en premier par les professeurs Epstein et Senturia au MIT [Jacobson et Epstein, 2003].

1.1.2 BioMEMS

Les microsystemes fluidiques sont aussi utilisés dans le domaine de la santé (médecine, biologie et biochimie...) qui dans ces dernières années a vu un développement remarquable. Des bons exemples de bioMEMS manipulant les fluides sont : les microsystemes *Lab-on-chip* utilisés dans le décodage génomique et les microsystemes d'analyse sanguine.

1.1.3 Micro-composants fluidiques

Le transport et le contrôle des fluides dans les microsystemes requièrent des composants spécifiques et adéquats. Les micro-composants peuvent assurer des fonctions similaires à la grande échelle, mais pas forcément avec la même méthode de fonctionnement. Pour exemple,

les micropompes à membrane sont typiquement utilisées dans le domaine des bioMEMS. Parfois, la combinaison de ces micro-composants constitue un microsystème tel que la microturbine à vapeur qui est composée d'échangeurs de chaleur, pompe visqueuse, turbine et roulements d'air [Fréchette *et al.*, 2003].

1.2 Méthodes de fabrication des microsystèmes fluidiques

La technologie de fabrication des microsystèmes fluidiques, à l'image du reste des systèmes microfabriqués, s'inspire des techniques de microfabrication développées pour la micro-électronique, entre autres, photolithographie, gravure humide, gravure sèche RIE, *Reactive Ion Etching*, et différents types de déposition chimique comme LPCVD, *Low Pressure Chemical vapor deposition*, et PECVD, *Plasma Enhanced Chemical vapor deposition*. Leur fabrication, qui nécessite parfois un arrangement en trois dimensions, sollicite d'autres procédés de fabrication et de conception en utilisant la microfabrication de volume [Judy, 2001]. Notamment, la gravure DRIE, *Deep Reactive Ion Etching*, est appliquée pour la gravure verticale et profonde du silicium. La profondeur de gravure peut atteindre 400 μm [Lee, 2006]. Cette technique est très employée dans la fabrication des différents microcanaux.

1.3 Les écoulements à petite échelle

La miniaturisation des systèmes fluidiques ne se réduit pas juste à un changement dimensionnel, mais aussi a un impact considérable sur le fonctionnement et le comportement des écoulements internes de ces microsystèmes fluidiques. En comparaison avec les systèmes à l'échelle macroscopique, certains phénomènes physiques dans les microsystèmes fluidiques deviennent plus ou moins importants, par exemple l'effet de la gravité qui devient négligeable pour cette gamme d'écoulements. À l'opposé, les forces visqueuses, par exemple, deviennent prépondérantes, puisque cette échelle est caractérisée par des faibles nombres de Reynolds. Il en est de même pour les forces capillaires qui deviennent plus importantes en microfluidique. Un autre phénomène qui augmente avec la miniaturisation est la densité d'énergie (*cube square law*) [Lancu, *et al.*, 2008]. Dans les systèmes fluidiques tels que les turbines à vapeur ou à gaz et les moteurs à combustion, la puissance du système est proportionnelle au débit du fluide, qui est lui aussi proportionnel à la section de passage du fluide (Lc^2). En effet, la

densité d'énergie (puissance/volume du système (Lc^3)) est inversement proportionnelle à la longueur caractéristique, Lc .

Certains de ces phénomènes sont parfois recherchés telles que les forces visqueuses dans les micropompes visqueuses, où le fluide est transporté et pressurisé dans un microcanal en forme spirale par l'effet de la rotation d'un disque au-dessus de ce microcanal [Kilani *et al.*, 2002]. Un autre exemple : l'effet de la capillarité est recherché dans les imprimantes à jet d'encre pour former et stabiliser le ménisque dans la tuyère d'injection [Ishida *et al.*, 2007]. Aussi, la densité d'énergie est recherchée. D'autres fois, les phénomènes qui apparaissent avec la miniaturisation, sont des obstacles non désirés, et à contourner comme dans le transfert de chaleur où le rapport de la chaleur perdue sur la chaleur générée augmente de façon inversement proportionnelle avec l'échelle dimensionnelle.

L'hypothèse de l'écoulement continu est à questionner dans l'étude des écoulements à petite échelle, puisque les phénomènes de transport dépendent de l'interaction moléculaire dont le libre parcours moyen du fluide, Lm , n'est plus nécessairement négligeable par rapport aux dimensions caractéristiques, Lc , [Bontemps *et al.*, 2005]. Cet effet est exprimé par un nombre adimensionnel de Knudsen, Kn , qui détermine le degré de raréfaction de l'écoulement :

$$Kn = \frac{Lm}{Lc} \quad (1.1)$$

Le nombre de Knudsen peut s'exprimer aussi en fonction du nombre de Reynolds, Re , et de nombre de Mach, M , comme suit :

$$Kn = \sqrt{\frac{\pi k}{2}} \frac{M}{Re} \quad (1.2)$$

où k est la constante spécifique des gaz définie comme étant le rapport de la chaleur spécifique à pression constante sur la chaleur spécifique à volume constant.

Pour des nombres de Knudsen inférieurs à 10^{-3} , l'écoulement est dit continu sans glissement du fluide sur la paroi et les équations de Navier-Stokes avec les conditions aux limites conventionnelles sont donc valides. Pour des valeurs supérieures à 10^{-3} , les conditions aux

limites conventionnelles ne sont plus valides. Cependant, les équations de Navier-Stokes sont valides pour des valeurs du nombre de Knudsen compris entre 10^{-3} et 10^{-1} où l'écoulement est dit toujours continu mais avec un glissement à la paroi, ce qui nécessite une modification des conditions aux limites [Yener *et al.*, 2005]. Pour un nombre de Knudsen supérieur à 0,1, l'étude de l'écoulement fait intervenir d'autres modèles étant donné que les équations de Navier-Stokes ne sont plus appropriées. La figure 1.1 illustre les différents régimes d'écoulement en fonction du nombre de Knudsen.

Les écoulements dans les microcanaux peuvent être non continus. Par exemple, pour un écoulement d'air à des conditions atmosphériques, si le diamètre hydraulique du microcanal est inférieur ou égal à 80 μm , le nombre de Knudsen devient égal 0,001.

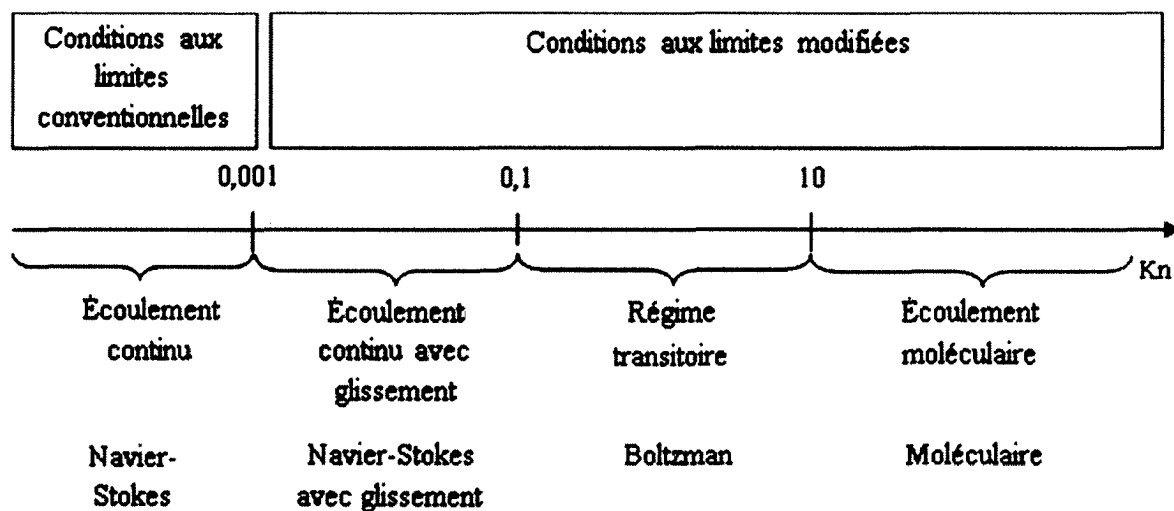


Figure 1-1 Les différents régimes d'écoulement et leurs modèles par rapport au nombre de Knudsen [Yener *et al.*, 2005]

1.4 Application de la microturbine à vapeur

1.4.1 La miniaturisation

La microturbine à vapeur de cycle Rankine fait partie des microsystèmes de puissance. La miniaturisation de la turbine à vapeur traditionnelle n'est pas seulement un défi d'innovation. Mais, elle représente à l'ère moderne une solution envisageable afin d'assurer une autonomie d'énergie pour les machines mobiles. Même avec la miniaturisation de la turbine qui passe d'une centrale de plusieurs mètres à une microcentrale de quelques millimètres, cette nouvelle

technologie présente les mêmes composants, le même principe de fonctionnement et le même cycle thermodynamique que la turbine à vapeur traditionnelle. Cependant, il existe des différences. Notamment, contrairement à la turbine qui adopte un arrangement en trois dimensions, la microturbine adopte une disposition planaire en deux dimensions pour faciliter et diminuer les étapes de microfabrication, c'est pourquoi l'utilisation d'autres matériaux tels que le silicium et les verres. Aussi, la microturbine dispose d'un faible rendement qui est dû aux pertes par frottement et aux pertes de chaleur qui s'avèrent être très importantes pour les faibles échelles. Le tableau 1.1 illustre cette comparaison élémentaire entre la turbine et la microturbine.

1.4.2 Micro-turbopompe à température ambiante

Pour explorer le potentiel de la microturbine à vapeur, une micro-turbopompe de démonstration a été modélisée, fabriquée et testée à *Columbia University* [Lee, 2006]. Vis-à-vis de la complexité de la conception de l'installation pour la microturbine à vapeur, cette approche développée exclut l'évaporateur, le condenseur et la génératrice d'électricité, et fonctionnait avec de l'air sec à température ambiante, d'où l'appellation de micro-turbopompe

Tableau 1-1 Comparaison élémentaire entre la turbine et la micro-turbopompe à vapeur

Propriétés thermodynamiques		
Cycle thermodynamique	Cycle de Rankine/Hirn/resurchauffe/soutirage	Cycle de Rankine
Fluide moteur	Eau (vapeur/liquide)	Eau (vapeur/liquide)
Débit du fluide	kg/s	mg/s
Pression maximale	~260 bars	~30 bars
Température maximale	~600°C	~200-400°C
Puissance électrique	MW	0.38W-12W par puce
Rendement global	30-40%	1-11%
Propriétés mécaniques		
Ordre de grandeur de l'installation	Mètres	Millimètres
Type de la turbine	Axiale/radiale	Radiale
Type de la pompe	Pompe centrifuge	Pompe visqueuse
Échangeurs de chaleur	Condenseur/Évaporateur	Condenseur/Évaporateur
Nombre d'étage de la turbine (détente)	Multi-étage (HP-BP)	Multi-rotors, Multi-étages
Matériaux	Aciers fortement alliés	Silicium/Quartz/Yttria-stabilized zirconia
Disposition	3D	Planaire-2D

au lieu de microturbine à vapeur. La figure 1.2 montre un schéma descriptif de cette micro-turbopompe composée d'une turbine radiale et d'une pompe visqueuse. L'air pressurisé entre au milieu du rotor et se détend à travers les aubes de la turbine suivant la direction radiale. Cette énergie de détente fait tourner le rotor. Par conséquent, l'eau liquide est pompée dans la pompe composée de microcanaux en forme spirale par l'effet de rotation du rotor et de la viscosité du fluide. L'équilibre du rotor est assuré par différents coussins de stabilité appelés *bearing* à savoir *thrust bearing* (TB) et *journal bearing* (JB) qui ont pour but de garder l'équilibre axiale et latérale du rotor respectivement.

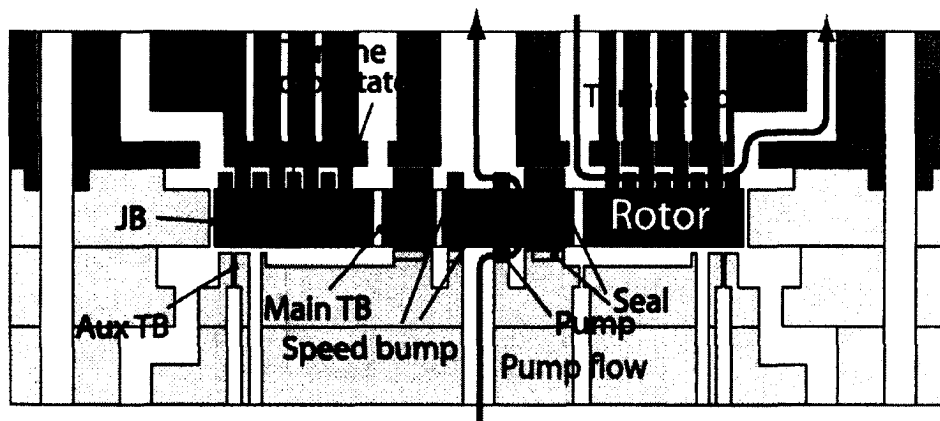


Figure 1-2 Schéma d'une section de la micro-turbopompe [Lee, 2006]

La fabrication de cette micro-turbopompe se fait par des méthodes de micro-fabrication, principalement des gravures DRIE, photolithographie et deux types de collage, anodique et fusion. Cette micro-turbopompe est composée de cinq couches comme le montre la Figure 1.3 formant ainsi tous les éléments de la micro-installation. Trois principaux matériaux constituent la micro-turbopompe, le pyrex, le silicium et l'oxyde de silicium.

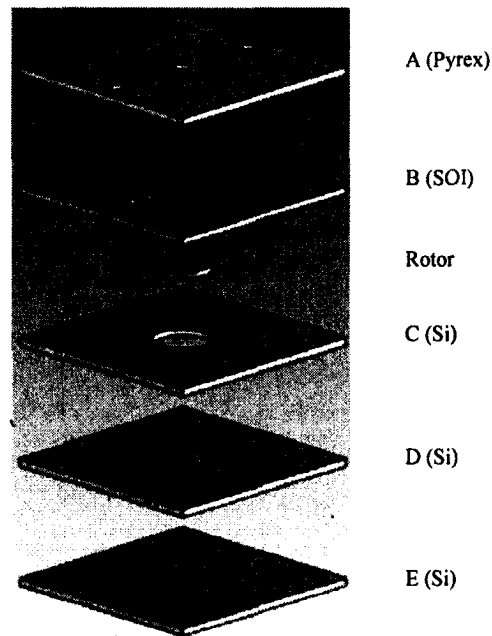


Figure 1-3 Vue éclatée de la micro-turbopompe [Lee, 2006]

1.4.3 Micro-turbopompe à vapeur

Après avoir développé une micro-turbopompe de démonstration qui a été testée avec de l'air comprimée à température ambiante, le but est maintenant de concevoir une micro-turbopompe qui pourrait fonctionner avec de la vapeur d'eau à haute température (200 à 250°C). C'est l'objectif du projet de recherche *microturbine à vapeur* au département de génie mécanique à l'Université de Sherbrooke. Le défi de cette nouvelle génération de micro-turbopompe est la gestion thermique afin de minimiser le gradient de température entre la turbine et la pompe pour assurer le bon fonctionnement [Liamini *et al.*, 2008]. Cette micro-turbopompe aussi, n'inclut pas les échangeurs de chaleur et la génératrice d'électricité pour la même cause : diminuer la difficulté de conception. En effet, l'alimentation de la micro-turbopompe en vapeur d'eau pour la turbine et les *bearings*, et en eau liquide pour la pompe, se fait par des sources extérieures [Liamini *et al.*, 2009]. Ceci implique le besoin d'un banc d'essais spécifique à cette réalisation.

1.4.4 Caractérisation de la micro-turbopompe à vapeur

Afin de valider la fonctionnalité et l'efficacité de la micro-turbopompe à vapeur, il est nécessaire de la tester et la caractériser expérimentalement. C'est pourquoi, un banc de test spécifique à cette réalisation est en cours de développement au Laboratoire *Micros* à l'Université de Sherbrooke. Le montage expérimental fait intervenir plusieurs canalisations et instruments de mesure dans le but d'alimenter la micro-turbopompe en fluides, ainsi de pouvoir prendre les mesures nécessaires pour la caractérisation. Le schéma du banc d'essais de la micro-turbopompe est représenté en annexe F. Sa mise en place s'avère complexe et coûteux. Par exemple, seulement pour l'alimentation en fluides, cette micro-turbopompe dispose de six entrées de fluide : une entrée pour la turbine (vapeur/air), deux entrées pour le *journal bearing* (vapeur/air), deux autres pour le *thrust bearing* (vapeur/air) et finalement une entrée pour la pompe (eau liquide). Ce qui ajoute à la complexité c'est l'utilisation d'une enceinte chauffée afin d'éviter la condensation de vapeur dans les canalisations. La température de l'enceinte peut atteindre 200°C. En effet, on est contraint à utiliser des instruments de mesure qui résistent à ces hautes températures.

Parmi les instruments de mesure, les plus demandés sont les débitmètres pour mesurer les différents débits de vapeur d'eau, air sec et eau liquide. Le tableau 1.2 représente le cahier des charges du besoin de l'installation en termes de débitmètres.

Tableau 1-2 Spécifications des débitmètres à utiliser dans l'installation micro-turbopompe

<i>Thrust bearings</i>	2	[0,2-2 mg/s] Air/Vapeur d'eau	[1-8 bars]	250°C
<i>Journal bearings</i>	2	[1-20 mg/s] Air/Vapeur d'eau	[1-7 bars]	250°C
Turbine	1	[1-100 mg/s] Air/Vapeur d'eau	[1-7 bars]	250°C
Pompe	1	[1-200 mg/s] Eau liquide	[1-6 bars]	Entrée : 10°C Sortie : 60°C

1.5 Mesure du débit des fluides dans les microsystemes fluidiques

La mesure du débit est un des points les plus importants dans la caractérisation et le fonctionnement des microsystemes fluidiques. L'existence des débitmètres sur le marché n'a pas empêché les chercheurs et les expérimentateurs de développer des techniques de mesure spécifiques à leurs installations au laboratoire, parce qu'en général, les spécifications de ces débitmètres sont différentes à celles voulues par les expérimentateurs.

On trouve plusieurs techniques de mesure : des techniques traditionnelles employées dans les grandes échelles miniaturisées pour les mesurer les faibles débits, ainsi que des techniques plus spécifiques aux écoulements à petites échelles. Plusieurs recherches et études ont été faites pour développer des techniques de mesure afin de faire face au besoin accru du domaine de la microfluidique en instruments de mesure de débits plus fiables, plus précis et plus adéquats aux conditions d'instrumentation. Nous citons quelques principes les plus utilisés :

- Mesure du débit en mesurant la vitesse d'une particule ou une bulle par un suivi visuel [Mirshekari et Brouillette, 2010];
- Mesures thermiques, par exemple : la mesure de différence de température entre deux points suivant l'écoulement en injectant un flux de chaleur [Park *et al.*, 2007];
- Mesure de débit à l'aide d'une déformation mécanique d'un élément qui fait obstruction à un écoulement de fluide [Richter *et al.*, 1999];
- Mesure du débit par les méthodes à organe déprimogène. La méthode consiste à mettre en place des restrictions mécaniques dans une conduite afin de créer une différence de pression mesurable pour en déduire le débit [Holman, 2001];
- Mesure du débit par une pesée du fluide. Cette technique traditionnelle est applicable seulement pour les liquides.

Dans le même ordre d'idées, la section suivante cite en détail quelques techniques de mesure des faibles débits en se référant à des exemples trouvés dans la littérature.

1.5.1 Mesure du débit par un suivi visuel

La technique par suivi visuel est l'une des méthodes les plus utilisées par les expérimentateurs dans les laboratoires. Il s'agit de suivre une particule en déplacement emportée par l'écoulement donnant ainsi la vitesse de l'écoulement. En effet, le débit se calcule à l'aide des équations mathématiques appropriées dont les deux grandeurs, débit et vitesse, sont reliés entre eux. Mirshekari et Brouillette [2010] dans leur étude sur l'écoulement compressible dans les microcanaux, ont mis en application une technique de mesure de débit volumique par le biais du déplacement d'une bulle de mercure dans un tube en verre muni d'une échelle. L'écoulement du gaz qui s'accumule dans le tube fait déplacer la bulle de mercure à la même vitesse que l'écoulement. En connaissant la section du tube et en mesurant la durée du déplacement par une unité de distance parcourue, le débit volumique peut être calculé. Malgré que cette méthode de mesure soit facile à implémenter, elle présente quelques inconvénients : la durée d'un essai est limitée et la lecture se fait manuellement, ceci implique d'une part, une précision modérée due aux erreurs de lecture, d'autre part, la mesure des faibles débits est relativement difficile. De plus, la manipulation du mercure peut s'avérer dangereuse pour la santé des expérimentateurs.

1.5.2 Mesure du débit à l'aide d'une mesure thermique

Le principe de mesure par la méthode thermique consiste à fournir une quantité de chaleur à un fluide s'écoulant dans un microcanal pour ainsi calculer le débit massique en mesurant la différence de température du fluide établi entre deux points distants du canal.

Un premier exemple sur les micro-débitmètres trouvés dans la littérature est celui développé et fabriqué par Park [Park *et al.*, 2007]. Ce micro-dispositif, illustré par la Figure 1.4, mesure le débit massique du gaz ou du liquide passant dans un microcanal à surface chauffée. En connaissant le changement de température du fluide entre l'amont et l'aval de l'élément chauffant fait en platine, le débit massique traversant ce microcanal peut être calculé par l'équation de conservation d'énergie. Afin d'avoir une bonne précision de mesure, une série de thermocouples Bi-Sb ou *chromel-alumel* sont placés en amont et en aval de la surface chauffée pour mesurer la température.

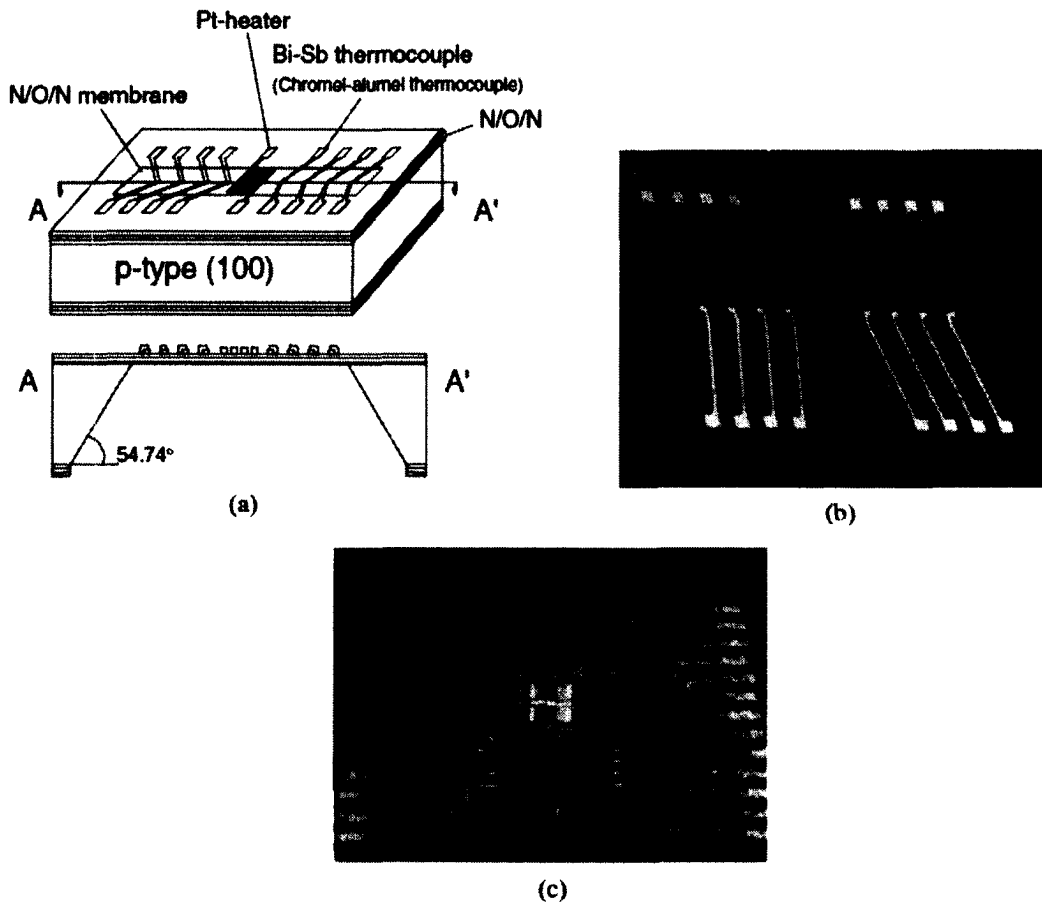


Figure 1-4 Micro-débitmètre thermique : a) Schéma du micro-débitmètre thermique. b) Photo du micro-débitmètre. c) Photo du module complet du dispositif [Park *et al.*, 2007]

Un deuxième exemple de micro-débitmètre fût développé par Jun [Jun *et al.*, 2003]. Il s'agit de la même technique de mesure de l'exemple précédent, c'est-à-dire par différentielle de température. La particularité de ce micro-débitmètre est qu'il est muni d'une micro-valve électrostatique qui régule et contrôle le débit comme le schéma de la Figure 1.5. À l'ouverture complète, qui correspond à un débit maximal, la micro-valve n'est pas actionnée. La régulation du débit se fait alors avec la fermeture de la micro-valve avec la force électrostatique. Le débit mesuré est de l'ordre des $\mu\text{l}/\text{min}$. Les électrodes de la micro-valve électrostatique ainsi que l'élément chauffant sont fabriqués avec le couple Cr/Au. Ces électrodes sont encapsulées avec des revêtements de Parylène afin de garantir l'isolation électrique.

Cette technique miniaturisée présente une bonne sensibilité et précision, en revanche, la microfabrication de ces micro-débitmètres est relativement plus complexe.

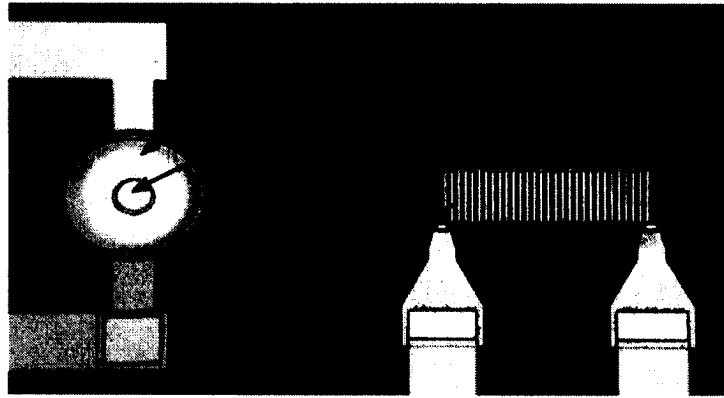


Figure 1-5 Micro-contrôleur de débit [Jun *et al.*, 2003]

Une modélisation analytique d'un micro-débitmètre thermique est représentée en annexe B. Cette modélisation a fait ressortir des outils mathématiques pour la conception de ce type de micro-débitmètres.

1.5.3 Mesure du débit par une déformation mécanique

Un exemple des techniques de mesure développées dans la littérature est la mesure à l'aide d'une déformation mécanique d'une membrane faisant obstruction à l'écoulement dans un microcanal. Dans son étude expérimentale, Richter *et al.* [1999] ont développé une méthode de mesure avec la technologie piézorésistive. Le passage du fluide à travers l'orifice (Figure 1.6), cause une déformation de la membrane munie d'un matériau piézorésistif. La mesure de résistance électrique du matériau indique la déformation de la structure qui résulte du débit traversant l'orifice. L'étude a démontré que pour la mesure de débit dans une plage de 2 à 32 ml/min avec des diamètres de l'orifice compris entre 100 et 400 μm , le capteur présente une très bonne sensibilité avec un temps de réponse qui n'excède pas une milliseconde.

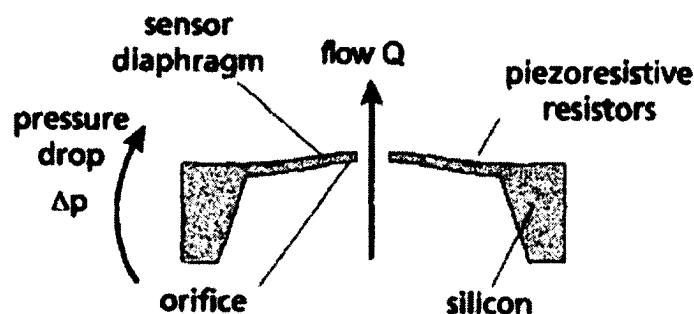


Figure 1-6 Micro-débitmètre à piézorésistivité [Richter *et al.*, 1999]

1.5.4 Mesure du débit par différentielle de pression (débitmètre à organe déprimogène)

Cette technique de mesure représente le principe de fonctionnement de la moitié des débitmètres industriels (à l'échelle macroscopique) dans le marché mondial [Ahmadi et Beck, 2005]. Il n'est pas surprenant de découvrir cette importante portion vu la simplicité de fabrication, de fonctionnement et efficacité de ces débitmètres. La technique repose sur la mise en place d'une restriction de la section du canal pour créer un effet venturi. Le changement de section entraîne une augmentation de l'énergie cinétique du fluide qui se traduit par la diminution de la pression statique créant ainsi une différence de pression ΔP . À l'aide des équations appropriées provenant essentiellement de l'équation de Bernoulli, le débit peut être calculé avec cette différence de pression. Il existe plusieurs types de débitmètres qui sont définis par rapport à leur type d'organe déprimogène. La figure 1.7 montre les différents types de ces débitmètres, il s'agit des débitmètres à orifice plat (a), à tube venturi (b) et à tuyère (c). En ce qui concerne la fabrication pour les grandes échelles, celui à orifice plat présente une simplicité et un coût moindre en comparaison avec les autres types [Holman, 2001]. Cependant, le tube venturi offre une meilleure canalisation du fluide qui se caractérise par des faibles pertes de charge irréversibles [White, 1999].

La miniaturisation de cette méthode de mesure est peu répandue puisque la plupart des microsystèmes fluidiques se distinguent par des écoulements à faible pression, notamment dans les *BioMEMS*. En effet, cette méthode de mesure est peu appropriée et présente de faible sensibilité pour cet ordre d'écoulement. Néanmoins, l'apparition de nouveaux microsystèmes fluidiques fonctionnant avec des pressions considérables tels que les *Power MEMS*, avec des pressions qui peuvent atteindre les 30 bars [Fréchette *et al.*, 2003], fait de cette technique de mesure une solution intéressante. De plus, elle est plus facile à fabriquer et à intégrer dans les microsystèmes.

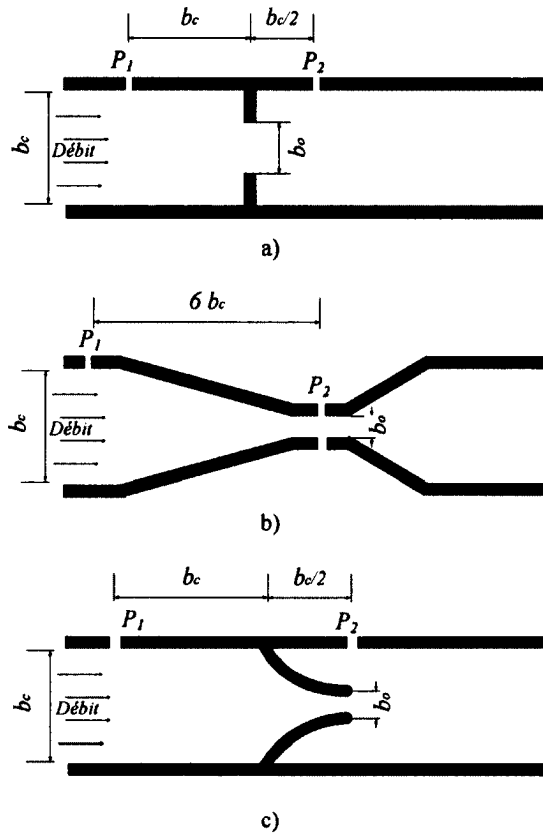


Figure 1-7 Type de débitmètres à organe déprimogène, a) orifice plat b) Tube venturi c) tuyère

1.6 Problématique et objectifs de recherche

Comme mentionné dans la section précédente, la caractérisation expérimentale de la micro-turbopompe à vapeur en cours de développement à l'Université de Sherbrooke nécessite de multiples débitmètres. Cependant, les débitmètres pour de tels faibles débits de 0.2 à 100 mg/s mesurant le débit des gaz, à haute température jusqu'à 250 °C et à haute pression de 1 à 8 bars, sont peu disponibles sur le marché. De plus, leur prix est excessivement cher. Par exemple : le prix d'un contrôleur/débitmètre numérique de marque MKS® mesurant le débit avec cet ordre de grandeur peut atteindre 20 k\$ [MKS instruments, 2011]. Cependant, même si leur plage de mesure est adaptée à l'installation micro-turbopompe, ces débitmètres ne sont pas adaptés pour mesurer des gaz à 250 °C. Également, la partie électronique de ces débitmètres ne résistent pas à des hautes températures de l'enceinte du banc d'essais de la micro-turbopompe, ce qui complique sa réalisation.

Considérant ceci, il est possible de poser comme objectif général, pour le présent projet de mémoire, de développer une solution appropriée pour la mesure des différents débits dans l'installation de la micro-turbopompe à vapeur. Les enjeux scientifiques de cette approche doivent respecter certaines conditions :

- fiabilité et précision de mesure pour une plage de débit massique variant entre 0,2 et 100 mg/s
- simplicité de fabrication et de mise en œuvre : la méthode de microfabrication des micro-débitmètres doit être simple et comprenant peu d'étapes afin de réduire le coût de fabrication
- possibilité de mesurer des gaz à haute température (250 °C)
- facilité d'intégration à l'installation de la micro-turbopompe et pouvoir fonctionner dans une enceinte chauffée

Dans le présent projet, la technique choisie pour la mesure du débit est celle par organe déprimogène, c'est-à-dire, mesure à pression différentielle. Le tableau 1.3 explique le choix de cette technique par rapport à d'autres solutions de mesure. Tout d'abord, cette technique peut être miniaturisée facilement qui augmentera la précision de mesure des faibles débits et rend l'intégration dans les microsystèmes plus adéquate. Ensuite, comme les micro-débitmètres à pression différentielle dans cette étude prennent une dimension planaire (rectangulaire), la fabrication de ces derniers est très simple. Les procédés de fabrication sont principalement : photolithographie, collage anodique et gravure DRIE, contrairement au micro-débitmètre thermique [Park *et al.*, 2007], que ce dernier présente un procédé de microfabrication plus complexe faisant appel à d'autres méthodes comme la déposition LPCVD du nitrure de silicium et de l'oxyde de silicium, l'évaporation du bismuth et l'antimoine, et aussi la pulvérisation du chromel. Enfin, pour l'usure dans le temps, le micro-débitmètre à organe déprimogène est plus robuste, ne comportant aucune pièce qui subisse des cycles de déformation comme le micro-débitmètre piézorésistif.

Le principe de la méthode à organe déprimogène est de mesurer la différence de pression entre l'amont et l'aval (*vena contracta*) du micro-orifice pour calculer le débit passant à l'aide des équations prédéfinies. La vérification des corrélations existantes du coefficient de décharge pour les macro-débitmètres à orifice plat a montré qu'elles ne sont pas valides pour cette

technique miniaturisée [Amnache *et al.*, 2010]. Ceci parce que : a) la géométrie des macro-débitmètres traditionnels est circulaire contrairement aux micro-débitmètres étudiés dans ce mémoire qui prennent une dimension planaire. Assurément, l'effet 3D au niveau de l'orifice influe sur le coefficient de décharge, b) Les corrélations existantes du Cd sont en général définies pour les écoulements à des nombres de Reynolds élevés de l'ordre de 10^5 [Holman, 2001]. À l'opposé, les nombres de Reynolds dans les micro-débitmètres sont modérés et ne dépassent pas 13000 dans la présente étude.

Tableau 1.3 Comparaison des méthodes de mesure de débit

Organe déprimogène	5	oui	4	5	5
Thermique	3	oui	4	3	4
Piezorésistif	3	oui	5	3	3
	Facile=5 Complexe=1		Excellente=5 Faible=1	Faible=5 Élevé=1	Robuste=5 Usure rapide=1

Comme il n'existe aucune étude qui a été faite sur ce type de micro-débitmètres à pression différentielle auparavant, il serait nécessaire alors, d'étudier et de comprendre l'écoulement à travers ce type de restriction à section rectangulaire. L'objectif sera de développer des corrélations empiriques spécifiques qui seront un bon outil de design pour ce type de micro-débitmètres.

1.7 Méthodologie

Le but du présent travail est de concevoir et fabriquer des micro-débitmètres à pression différentielle de type orifice plat à section rectangulaire. La méthodologie de travail est représentée en forme de points suivants :

- La première investigation dans ce projet de recherche est d'effectuer une étude analytique et numérique sur les micro-débitmètres à pression différentielle. Ce travail permettra de donner un aperçu sur le fonctionnement ainsi que d'étudier et comprendre l'écoulement à travers les micro-orifices rectangulaires dans les microcanaux. Aussi, cette étude permettra de vérifier si les corrélations existantes du coefficient de

décharge sont valides pour cette échelle et configuration. L'étude numérique permettra d'investiguer la position optimale de mesure de pression en amont et en aval du micro-orifice avant d'entamer la fabrication. Cette étude est présentée en annexe A sous forme d'un article en anglais.

- En ayant un bon jugement sur le fonctionnement de ces micro-débitmètres, la fabrication d'une large série de micro-débitmètres sera entamée pour : a) avoir plusieurs micro-débitmètre à différentes plages de mesure de débit, b) étudier l'influence des dimensions géométriques sur le coefficient de décharge, C_d . La fabrication sera effectuée aux salles blanches de l'Université de Sherbrooke après avoir élaboré la méthode de microfabrication convenable.
- Un banc d'essais sera installé pour tester et caractériser expérimentalement les micro-débitmètres, équipé principalement de débitmètres et de capteurs de pression.
- Finalement, une étude expérimentale sera effectuée pour permettre de : a) caractériser la plage de débit de chaque micro-débitmètre, b) définir des corrélations empiriques du coefficient de décharge, c) valider les résultats numériques.

CHAPITRE 2

CONCEPTION ET MICROFABRICATION DES MICRO-DÉBITMÈTRES À ORIFICE PLAT

2.1 Introduction

Ce chapitre présente la conception et la microfabrication des micro-débitmètres à pression différentielle de type orifice plat. Dans une première partie, le principe de fonctionnement de ces micro-débitmètres et les équations principales de calcul sont exposés. Par la suite, le processus de microfabrication est expliqué en détail. Ainsi, une série de 16 micro-débitmètres microfabriqués où leurs dimensions géométrique sont définies.

2.2 Principe de fonctionnement

Les micro-débitmètres à orifice plat sont tout simplement une miniaturisation des débitmètres à orifice à l'échelle macro. Le principe de fonctionnement reste le même. En effet, la mesure du débit de fluide se fait en créant un effet venturi, c'est-à-dire, introduire une restriction de type orifice plat dans un microcanal comme le montre la Figure 2.1. Le changement de section du microcanal introduit une augmentation de la vitesse du fluide qui se traduit par une diminution de sa pression de P_1 à P_2 . Ainsi, en mesurant la différence de pression $\Delta P = P_1 - P_2$, entre l'amont et l'aval de l'orifice, le débit peut se calculer à l'aide des équations spécifiques qui sont citées dans la section suivante.

La localisation des ports de prise de pression en amont et en aval de l'orifice, comme le montre la Figure 2.1, est un critère très important pour avoir une bonne mesure. Pour les macro-débitmètres à orifice plat, il existe une standardisation ASME qui dit que la distance

entre le premier point de mesure et l'orifice est égale au diamètre du canal, et la distance entre l'orifice et le deuxième point de mesure est égale au demi diamètre du canal [Miller, 1996]. La localisation en aval de l'orifice est définie pour mesurer le minimum de pression (*vena contracta*). Dans l'article de conférence présenté en annexe A, des micro-débitmètres à orifice plat ont été étudiés numériquement en utilisant cette même standardisation. Cependant, comme les micro-débitmètres présentent une géométrie rectangulaire, la distance entre le premier point de mesure et l'orifice devient égale à la largeur du microcanal, et la distance entre l'orifice et le deuxième point de mesure devient égale à la demie largeur du microcanal. Les résultats de la simulation ont montré que la standardisation ASME est applicable pour ce type de micro-débitmètres (voir résultats de l'annexe A). En effet, les micro-débitmètres fabriqués et présentés dans ce chapitre respectent ce critère.

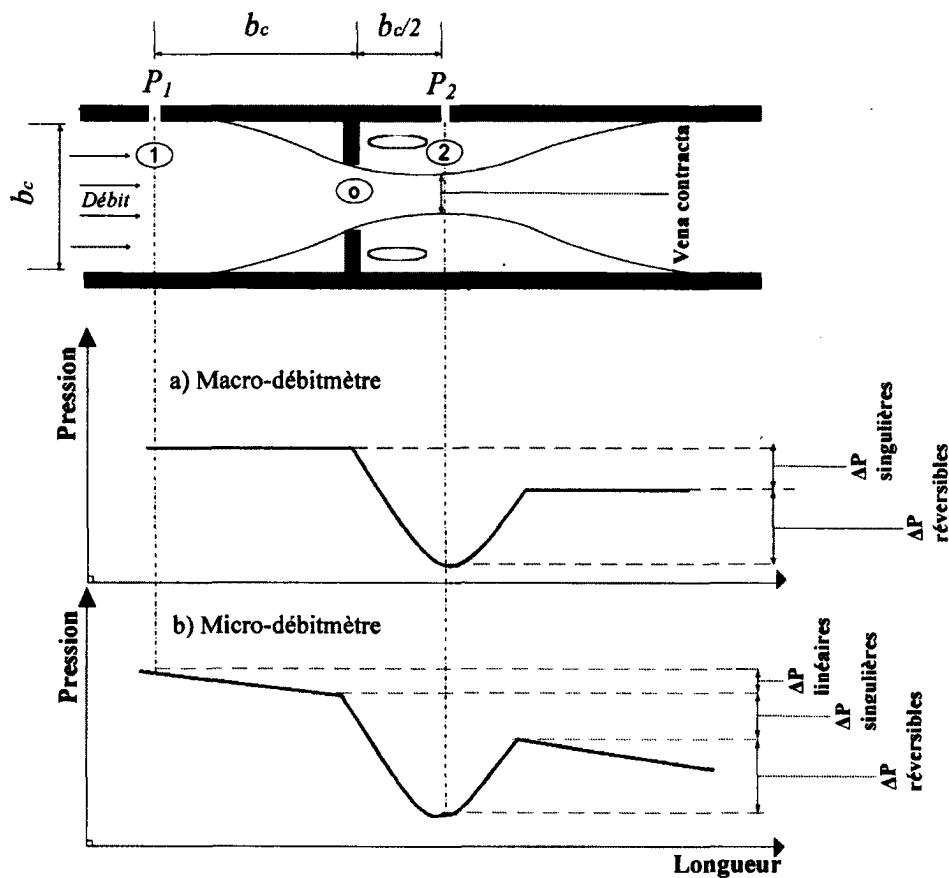


Figure 2-1 Pertes de pression dans le macro-débitmètre et le micro-débitmètre

La miniaturisation introduit d'autres phénomènes qui sont négligeables dans les macro-débitmètres. Tout d'abord, les pertes de charge linéaires ne sont plus négligeables pour les

micro-débitmètres car le rapport surface/périmètre diminue d'où l'augmentation des pertes par frottement aux parois. Aussi, la géométrie rectangulaire des micro-débitmètres introduit l'effet du rapport de forme sur les pertes de charge linéaires [Papautsky *et al.*, 1999]. La figure 2.1 présente une comparaison qualitative de la distribution de pression pour : a) le macro-débitmètre et b) le micro-débitmètre. Pour les macro-débitmètres, la chute de pression, ΔP , entre le premier et le deuxième point de mesure est égale à la somme des pertes réversibles dues au changement de section et les pertes singulières (contraction). Les pertes linéaires (Pertes de Moody) sont relativement négligeables par rapport aux chutes réversibles de pression à travers l'orifice parce que l'écoulement dans les macro-débitmètres traditionnels est caractérisé par de très grands nombres de Reynolds, de l'ordre de 10^5 [Holman, 2001]. En effet, le facteur de frottement est faible dans ce cas. Cependant, pour les micro-débitmètres, le ΔP est égal à la somme des pertes réversibles et les pertes singulières, plus les pertes de charge linéaires qui sont considérables (Nombres de Reynolds modérés, faibles rapports surface/périmètre).

2.3 Hypothèses et équations principales pour les micro-débitmètres

Afin de faciliter l'analyse de l'écoulement dans les micro-débitmètres pour la mesure des débits de gaz, certaines hypothèses simplificatrices doivent être respectées :

- La première hypothèse est que l'écoulement compressible est considéré isentropique, c'est-à-dire un écoulement adiabatique (aucun échange thermique avec le milieu extérieur), et sans frottement. Il en résulte que la température totale T_0 , pression totale P_0 et la densité de stagnation ρ_0 restent constantes entre le premier et le deuxième point de mesure. Évidemment, en pratique, cette hypothèse n'est pas juste puisque les frottements sont considérables (nombres de Reynolds modérés) et l'écoulement peut être non adiabatique. Par contre, il est nécessaire de considérer cette hypothèse puisque cette dernière donne une valeur de référence idéalisée du débit. Cette valeur sera corrigée par la suite à l'aide d'un facteur correcteur.

- La deuxième hypothèse consiste à étudier l'écoulement à travers les microcanaux comme étant un écoulement parfaitement continu. Dans ce cas, les équations de Navier-Stokes sont valides. Pour satisfaire cette condition, le nombre de Knudsen défini dans le chapitre 1 doit être inférieur à 0,001.
- La troisième hypothèse met en évidence que l'écoulement étudié est unidimensionnel. En effet, dans les équations de Navier-Stokes, il n'y a que la vitesse longitudinale suivant l'axe de l'écoulement qui doit être considérée.
- La quatrième hypothèse spécifiquement pour les micro-débitmètres à orifice plat concerne la section du *vena contracta* qui est prise dans ce cas comme étant égale à la section de l'orifice.
- Le fluide est considéré comme un gaz parfait

Pour un écoulement d'un gaz parfait respectant les hypothèses définies ci-dessus, les équations principales de l'écoulement compressibles sont [Shapiro, 1953]:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \quad (2.1)$$

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.2)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad (2.3)$$

Ainsi que l'équation d'état du gaz donnée par l'équation suivante :

$$\frac{P}{\rho} = RT \quad (2.4)$$

où R est la constante des gaz particuliers égale à 287 J/kg.K pour l'air.

Pour une même pression totale entre le premier et le deuxième point de mesure (écoulement isentropique), le ratio des pressions statiques s'écrit comme suit :

$$\frac{P_1}{P_2} = \left[\frac{1 + \frac{k-1}{2} M_2^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.5)$$

Les indices 1 et 2 représentent la condition au premier et au deuxième point de mesure respectivement comme mentionné dans la Figure 2.1.

En considérant l'hypothèse disant que la section du *vena contracta* est égale à la section de l'orifice, A_o , le rapport, A_o sur la section du canal, A_c , est défini par l'expression 2.6 à partir de la conservation de masse :

$$\frac{A_o}{A_c} = \left[\frac{1 + \frac{k-1}{2} M_2^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (2.6)$$

En remplaçant le nombre de Mach, M_1 , exprimé à partir de l'équation 2.5, dans l'équation 2.6, le nombre de Mach au deuxième point de mesure (*vena contracta*), M_2 , s'exprime par l'équation 2.7 en fonction du rapport des pressions statiques:

$$M_2^2 = \frac{1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}}{\frac{k-1}{2} \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \left(\frac{A_o}{A_c \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}} \right)^2 - \frac{k-1}{2}} \quad (2.7)$$

Le débit massique réel traversant le micro-débitmètre peut être calculé à partir de l'équation de conservation de masse :

$$\dot{m} = \rho_2 A_o M_2 \sqrt{k R T_2} \quad (2.8)$$

Pour exprimer le débit massique idéal (isentropique) en fonction de la différence de pression entre l'amont et l'aval de l'orifice ainsi que les propriétés du fluide au point 1, le nombre de

Mach, M_2 , est remplacé par son expression donnée par l'équation 2.7 et la densité, ρ_2 , est remplacée par l'équation suivante :

$$\rho_2 = \frac{\rho_1}{\left[1 + \frac{k-1}{2} M_2^2\right]^{\frac{1}{k-1}}} \quad (2.9)$$

Après réarrangement, le débit massique idéal est donné par l'expression qui suit :

$$\dot{m}_{id} = \left\{ \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} (1 - \beta^4) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}{\left[1 - \left(\beta^4 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}}\right)\right] \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right)} \right\}^{0.5} \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} A_o \sqrt{2\rho_1 \Delta P} \quad (2.10)$$

avec $\Delta P = P_1 - P_2$ qui est la différence de pression entre le premier et le deuxième point de mesure.

où ρ_1 est la densité du fluide au premier point de mesure de pression, β est le coefficient de contraction qui est égale à la racine carrée du rapport de la section au niveau de la restriction A_o sur la section d'entrée du canal A_c , comme le montre l'équation suivante [Holman, 2001]:

$$\beta = \sqrt{\frac{A_o}{A_c}} \quad (2.11)$$

Le premier terme de l'équation 2.10 est appelé le facteur d'expansion [Doebelin, 2004], Y , qui est égal à l'unité pour des fluides incompressibles. Pour un écoulement compressible adiabatique, ce facteur s'exprime donc avec l'expression suivante :

$$Y = \left\{ \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} (1 - \beta^4) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}{\left[1 - \left(\beta^4 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}}\right)\right] \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right)} \right\}^{0.5} \quad (2.12)$$

Le débit massique simplifié par les hypothèses citées au début de la section (équation 2.10), donne une valeur idéale. En réalité, l'écoulement n'est pas isentropique, les pertes de pression totale entre le premier et le deuxième point de mesure ne sont pas négligeables. Il s'agit de pertes de charge singulières à la restriction ainsi que les pertes de charge linéaires qui sont plus considérables dans les micro-débitmètres relativement aux débitmètres à l'échelle macro. En effet, ce débit idéal doit être corrigé par un facteur correcteur, appelé coefficient de décharge, Cd , pour donner le débit massique réel \dot{m} :

$$\dot{m} = Cd \dot{m}_{id} \quad (2.13)$$

Le coefficient de décharge, Cd , corrige la valeur du débit qui est calculé en négligeant des effets qui sont réellement présents tels que les pertes de charge par frottement et l'effet du rapport de forme.

Tel expliqué dans la section 2.2, l'écoulement dans les micro-débitmètres présente des effets qui sont négligés dans les débitmètres à orifice plat à l'échelle macroscopique. Il est attendu alors que les corrélations du coefficient de décharge définies pour les macro-débitmètres ne sont pas valides. Les résultats de la simulation numérique présentés dans l'article de conférence en annexe A montrent que le coefficient de décharge pour ce type de micro-débitmètres est différent de celui calculé à l'aide des corrélations empiriques de Borutzky et de Morrison [Borutzky *et al.*, 2002], [Morrison *et al.*, 2003]. En effet, le coefficient de décharge spécifique aux micro-débitmètres à orifice plat est défini par des corrélations empiriques développées expérimentalement dans le chapitre 3.

2.4 Dimensions et microfabrication des micro-débitmètres à orifice plat

2.4.1 Dimensions et caractéristiques des micro-débitmètres à orifice plat

Afin de faciliter la microfabrication, les micro-débitmètres prennent une dimension planaire. Ainsi, chaque micro-débitmètre est constitué d'un microcanal rectangulaire d'une largeur, b_c , muni d'une restriction de largeur, b_o , comme le montre la Figure 2.2. Le micro-débitmètre est équipé de deux ports de prise de pression pour mesurer la différence de pression : une mesure à l'amont de l'orifice, P_1 , et l'autre à l'aval de l'orifice, P_2 . La localisation des prises de

pression respecte la standardisation ASME [Holman, 2001]. En effet, la distance entre la première mesure et l'orifice est égale à b_c , et la distance entre l'orifice et la deuxième mesure est égale à $b_o/2$. Quant à la longueur de l'orifice, l_o , est définie par l'équation A.8 de l'annexe A. Tous les micro-débitmètres sont caractérisés par une même profondeur ω afin de procéder à une seule étape de gravure.



Figure 2-2 Schéma d'un micro-débitmètre à orifice plat

Les dimensions de ces micro-débitmètres sont définies pour deux objectifs: 1) satisfaire le besoin de mesurer les débits dans l'installation de la micro-turbopompe. 2) définir l'influence des dimensions géométriques sur les propriétés de l'écoulement. Le tableau 2.1 représente les dimensions de 16 micro-débitmètres qui sont caractérisés par deux principaux rapports géométriques : le coefficient de contraction, β , variant de 0,2 à 0,8 et un rapport de forme δ , exprimé par l'équation 2.14, variant de 0,21 à 2,45. Il est à noter que le rapport de forme δ est l'inverse du rapport de forme α qui est utilisé dans l'article de l'annexe A.

$$\delta = \frac{\omega}{b_o} = \frac{1}{\alpha} \quad (2.14)$$

Les diamètres hydrauliques de l'entrée des micro-débitmètres et de la restriction (orifice) sont définis respectivement comme suit :

$$Dh_c = \frac{2 b_c \omega}{(b_c + \omega)} \quad (2.15)$$

$$Dh_o = \frac{2 b_o \omega}{(b_o + \omega)} \quad (2.16)$$

Comme la profondeur de la gravure qui forme le microcanal est une dimension critique, des micro-débitmètres sacrificiels ont été fabriqués sur la même gaufre afin de pouvoir vérifier la valeur de cette profondeur. De manière plus spécifique, à la fin de la fabrication, la tranche qui comprend ces micro-débitmètres est coupée de façon à ce que ces derniers soient tranchés en deux, coupant ainsi le microcanal. La figure 2.3 montre une vue d'un microcanal tranché sous le microscope électronique. Les mesures ont permis de constater que la profondeur des microcanaux varie entre 200 et 210 μm . Donc, une valeur moyenne de 207 μm est fixée pour cette expérimentation.

Tableau 2-1 Paramètres et dimensions géométriques des micro-débitmètres

Micro-débitmètres #	$[\beta - \delta]$	b_c (μm)	b_o (μm)	ω (μm)	l_o (μm)	Dh_c (μm)	Dh_o (μm)	$\frac{l_o}{Dh_o}$
1	[0,2-1,66]	3100	125	207	610	388	156	3,91
2	[0,2-2,3]	2040	90	207	400	376	125	3,19
3	[0,4-0,64]	1940	323	207	360	374	252	1,43
4	[0,4-0,65]	1940	320	207	370	374	251	1,47
5	[0,4-0,65]	1940	320	207	360	374	251	1,43
6	[0,4-0,95]	1300	217	207	250	357	212	1,18
7	[0,4-1]	1300	207	207	240	357	207	1,16
8	[0,6-0,21]	2800	1000	207	560	386	343	1,63
9	[0,6-0,67]	880	310	207	160	335	248	0,64
10	[0,6-0,67]	870	310	207	160	334	248	0,64
11	[0,6-0,97]	585	214	207	100	306	210	0,48
12	[0,6-1,25]	455	165	207	82	285	184	0,45
13	[0,6-2,45]	235	85	207	40	220	121	0,33
14	[0,8-0,34]	980	625	207	185	342	311	0,59
15	[0,8-0,97]	325	213	207	55	253	210	0,26
16	[0,8-1,3]	250	160	207	45	226	180	0,25

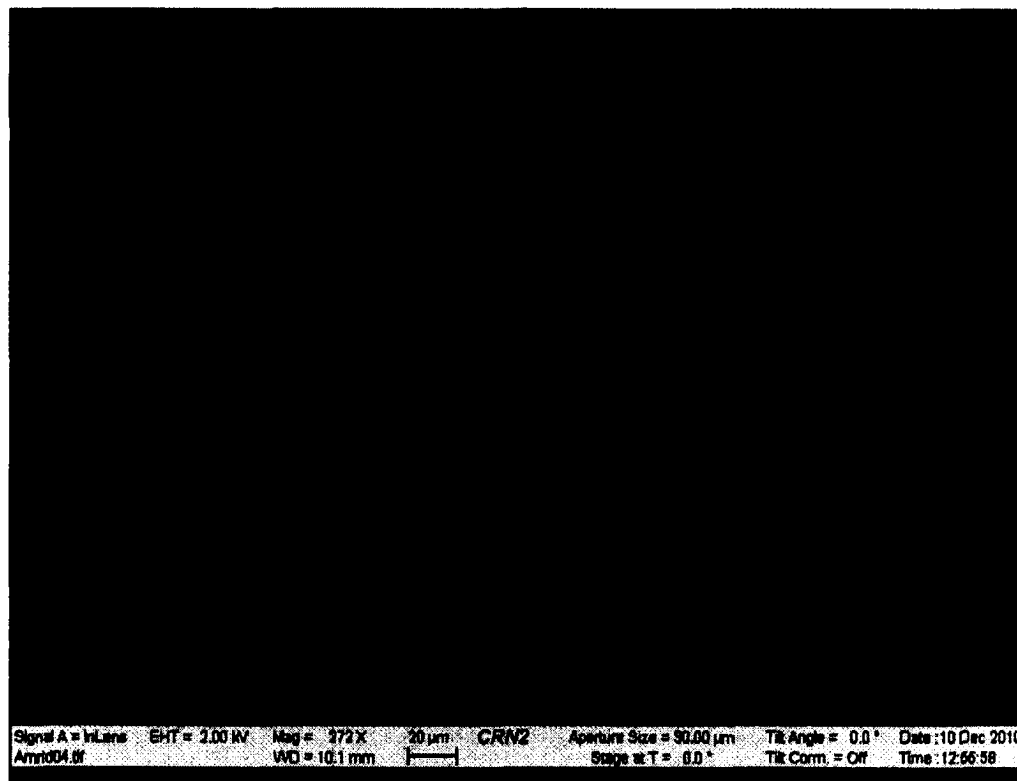


Figure 2-3 Vue sous le microscope électronique du microcanal tranché

2.4.2 Procédés de microfabrication des micro-débitmètres à orifice plat

Les micro-débitmètres sont fabriqués en utilisant une gaufre SOI (*Silicon On Insulator*), de 100 mm de diamètre, composée de deux couches de silicium (Si) de type *p* avec une orientation $\langle 100 \rangle$ séparées d'une mince couche d'une épaisseur de 200 nm d'oxyde de silicium (SiO_2). La couche de dessus (couche du dispositif), de 200 μm d'épaisseur est destinée pour la formation des microcanaux. Cependant, les trous d'alimentation fluide et de mesure se font sur la couche de dessous (socle), de 300 μm . La figure 2.4 montre un schéma de la méthode de microfabrication. Le processus de microfabrication comprend deux photolithographies ce qui nécessite l'utilisation de deux masques lithographiques qui sont schématisés en annexe C. La première photolithographie (Figure 2.4-b) du côté dispositif sert à la formation des microcanaux et les conduites de mesure de pression à l'amont et à l'aval de l'orifice. Après cette photolithographie, les micro-débitmètres sont formés par une gravure DRIE sur la couche du dispositif (Figure 2.4-c). Étant donné que la gravure DRIE grave peu l'oxyde de silicium, la gravure s'arrête automatiquement au contact de l'oxyde. Ainsi, la profondeur des microcanaux est pratiquement la même que l'épaisseur de la couche de

silicium côté dispositif, qui est égale à 200 μm . Par conséquent, la profondeur est uniforme pour tous les micro-débitmètres. Ensuite, une deuxième photolithographie (Figure 2.4-d) et gravure (Figure 2.4-e) sur le côté socle de la gaufre sont utilisées pour la formation des trous d'alimentation et de mesure, à savoir l'entrée et la sortie de l'écoulement dans le micro-débitmètre ainsi que les ports pour mesurer la pression du fluide à l'amont et à l'aval de l'orifice. Cependant, le raccordement entre la couche du dispositif (microcanaux) et la couche du socle de la gaufre (trous d'alimentation et de mesure) est complété après un simple soufflage d'azote sur la mince couche de l'oxyde de silicium qui se perfore facilement. La verticalité des microcanaux est très importante pour avoir une géométrie rectangulaire bien définie. Cette verticalité de gravure dépend de la largeur et du rapport de forme de la gravure [Liu *et al.*, 2006]. Pour avoir une bonne verticalité, il faut avoir de très petites ouvertures de gravure, ainsi, de minces murs sacrificiels (2 à 4 μm) sont formés sur la périphérie des microcanaux laissant une ouverture de gravure très mince (2 à 5 μm , dépendamment de la largeur du microcanal) [Sun *et al.*, 2003] comme le montre la figure 2.5. Afin de compléter les micro-débitmètres, la gaufre SOI est collée avec une gaufre de pyrex de 500 μm d'épaisseur en effectuant un simple collage anodique (Figure 2.4-f). Deux points importants ont permis le choix du pyrex. Premièrement, le matériau a une très bonne qualité de collage avec le silicium (collage anodique) et deuxièmement, il permet, dû à sa transparence, d'avoir une visualisation de l'écoulement du fluide dans le microcanal. Finalement, la gaufre est coupée en cinq puces rectangulaires ayant une les dimensions de 5cm \times 1 cm \times 1 mm, incluant chacune 10 micro-débitmètres (Figure 2.6). À cause de défauts de fabrication, seulement 16 micro-débitmètres étaient de bonne qualité et ont été sélectionnés pour les tests expérimentaux. Les étapes et les recettes de la microfabrication de ces micro-débitmètres sont représentées en détail dans l'annexe E.

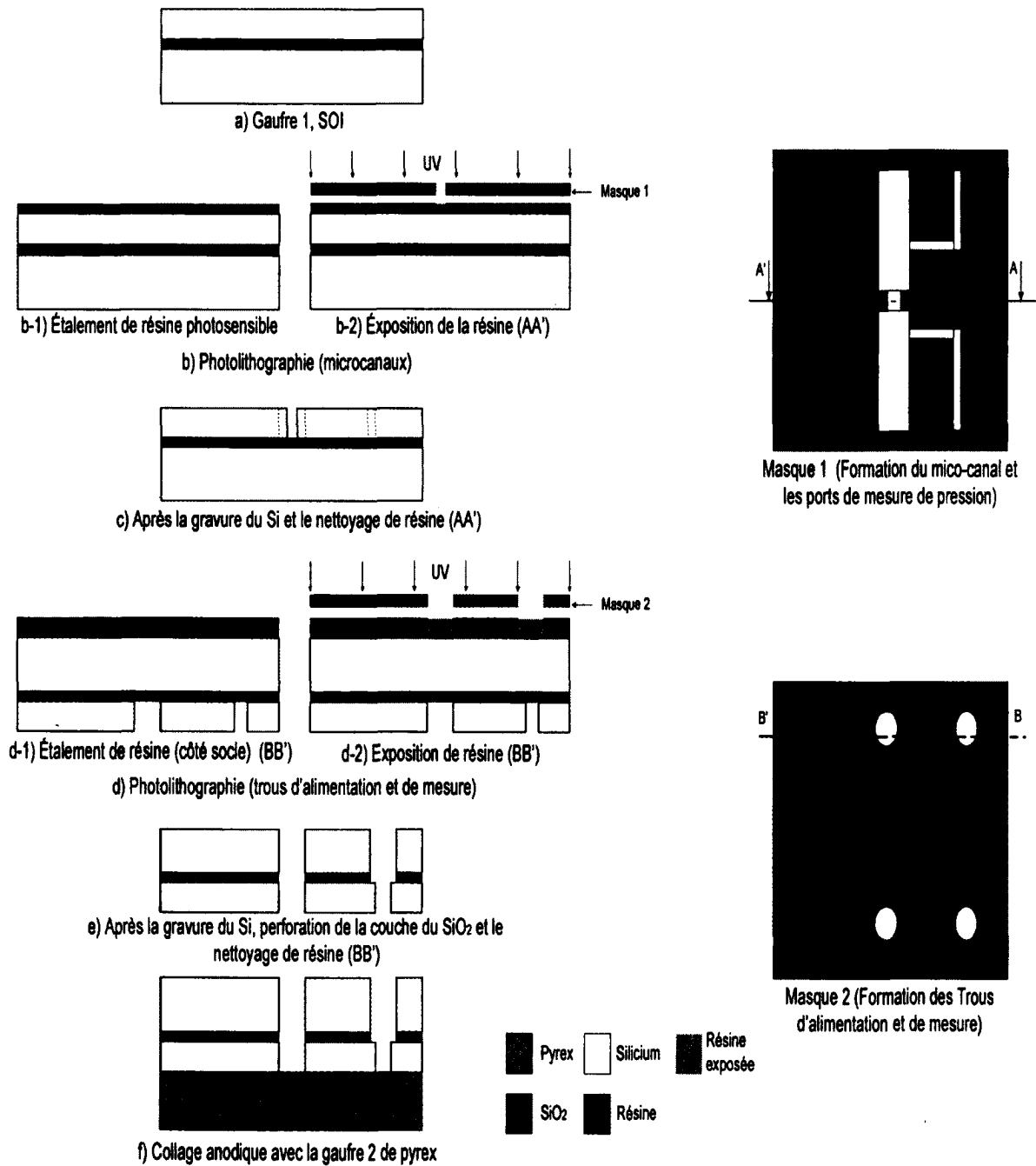


Figure 2-4 Méthode de fabrication des micro-débitmètres à orifice plat

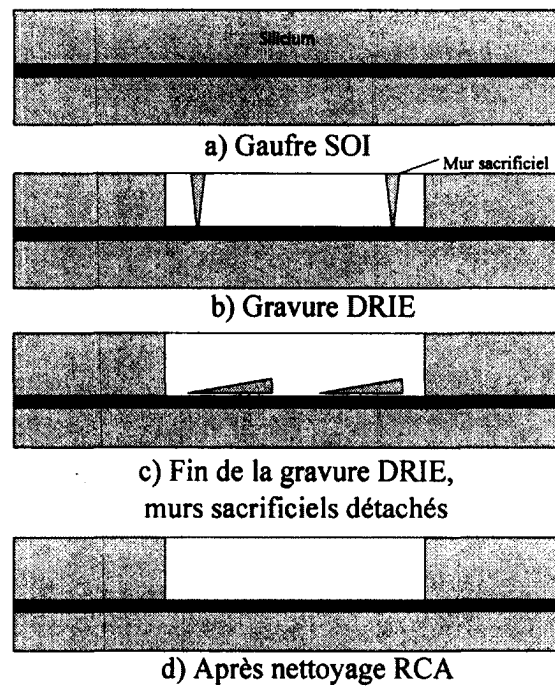


Figure 2-5 Schéma de la méthode de gravure avec des murs sacrificiels

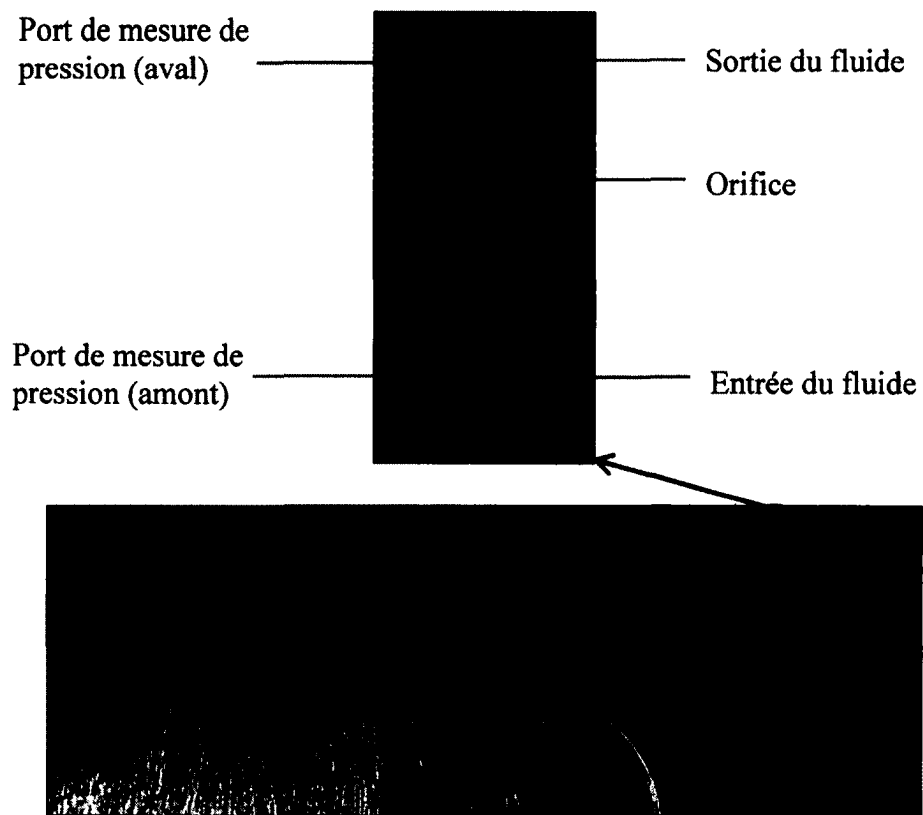


Figure 2-6 Puce des micro-débitmètres et une vue agrandie d'un seul micro-débitmètre

CHAPITRE 3

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DES MICRO-DÉBITMÈTRES À ORIFICE PLAT

3.1 Introduction

Ce chapitre présente la caractérisation expérimentale des micro-débitmètres à pression différentielle de type orifice plat. L'objectif de cette étude expérimentale est triple. Le premier objectif est de caractériser les micro-débitmètres pour être fonctionnels afin de les intégrer au banc d'essais de la micro-turbopompe à vapeur. Le deuxième est de mettre en place des corrélations empiriques définissant le coefficient de décharge spécifique à chaque dimension des micro-débitmètres. Le troisième est de valider les résultats de la simulation numérique qui sont présentés dans l'article de conférence en annexe A.

La première partie de ce chapitre présente le banc d'essais qui a été développé pour étudier et caractériser les micro-débitmètres. La deuxième partie expose les résultats expérimentaux suivie d'une analyse adimensionnelle de l'écoulement à travers les micro-débitmètres pour définir les corrélations empiriques spécifiques du coefficient de décharge.

3.2 Banc d'essais et protocole expérimental

3.2.1 Montage expérimental

La figure 3.1 représente un schéma du montage expérimental utilisé. Dans cette étude, l'air à température ambiante est utilisé comme fluide de travail au lieu de la vapeur d'eau afin de rendre le dispositif moins complexe. Comme les deux fluides sont considérés des gaz parfaits, les résultats du coefficient de décharge, C_d , en utilisant de l'air ambiant seront égaux aux résultats en utilisant de la vapeur d'eau à haute température, étant donné que le C_d serait

fonction seulement de nombres adimensionnels. L'entrée des micro-débitmètres est connectée à un réservoir d'air sec sous pression où cette dernière est ajustée à l'aide d'un régulateur de pression. L'air provenant du réservoir est filtré avant le passage dans le dispositif. Par ailleurs, la différence de pression entre l'amont et l'aval de l'orifice est mesurée à l'aide d'un capteur mesurant la pression différentielle. Deux capteurs de pression absolue sont aussi employés pour mesurer la pression à l'entrée et à la sortie du micro-débitmètre afin de calculer les propriétés du fluide et pour estimer les pertes de pression totales respectivement. Pour la mesure et le contrôle du débit, quatre débitmètres volumiques traditionnels sont utilisés à la sortie des micro-débitmètres, avec différentes plages de fonctionnement selon le débit prévu. Cette technique permet d'avoir de bonnes certitudes de mesure puisque chaque plage de débit est caractérisée par un débitmètre adéquat, réduisant ainsi l'erreur de mesure. Finalement, les données expérimentales sont collectées par un ordinateur à l'aide d'un programme Labview.

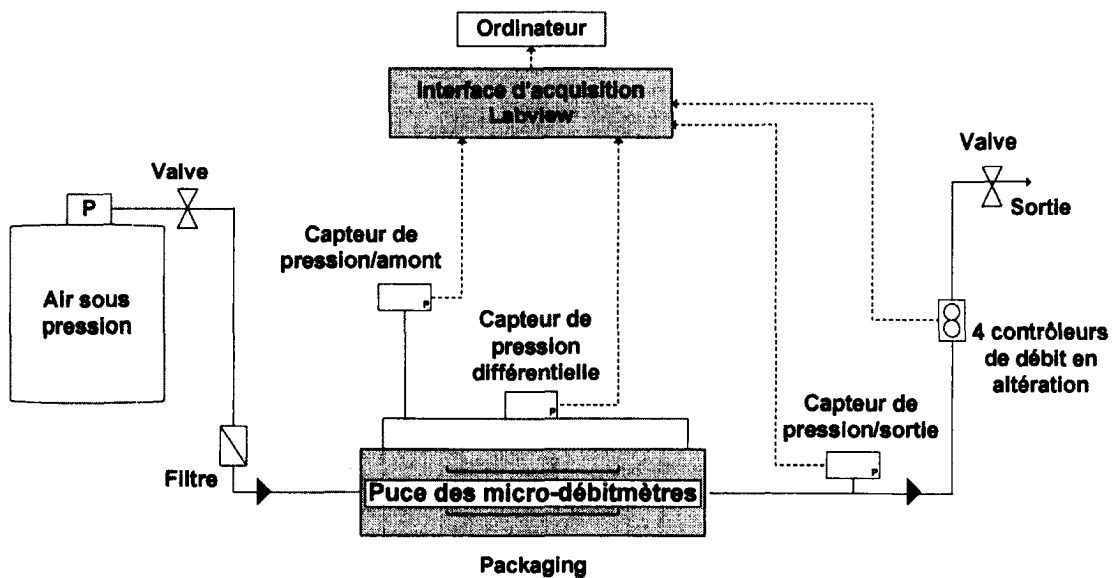


Figure 3-1 Schéma du dispositif expérimental pour le test des micro-débitmètres

La puce des micro-débitmètres est encastree dans un *packaging* qui est un assemblage fabriqué spécifiquement pour cette manipulation représenté schématiquement sur la Figure 3.2 et sur une image dans la Figure 3.3. Le *packaging* est constitué de trois plaques minces fabriquées en acier inoxydable afin d'éviter toutes impuretés qui pourraient boucher les microcanaux. La plaque A comprend les canalisations d'alimentation et les prises de pression. La plaque C sert à assurer l'équilibre de la puce puisque cette dernière s'appuie sur cette

plaque. Pour ce qui est de la plaque B, elle a le rôle d'une butée mécanique dans le but d'avoir le bon serrage du *packaging* et d'éviter l'écrasement de la puce. Afin d'assurer l'étanchéité de l'air, des joints toriques *O-ring* faits en perfluoroelastomère sont utilisés entre la plaque A et le dessus de la puce des micro-débitmètres pour sceller les ports fluidiques, ainsi qu'entre la plaque C et le dessous de la puce pour maintenir l'équilibre des forces.

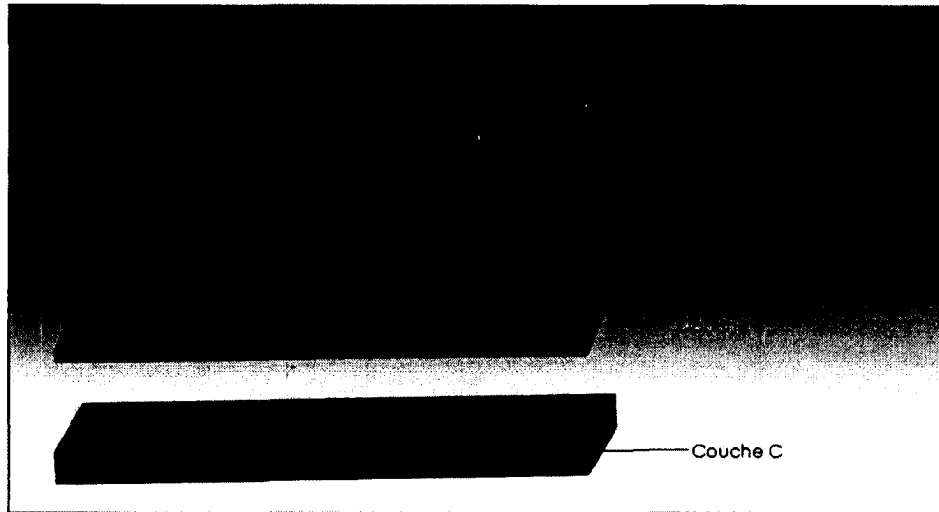


Figure 3-2 Vue éclatée du packaging de micro-débitmètres

Les caractéristiques des instruments de mesure utilisés dans ce banc d'essais (Figure 3.3) sont :

- 1) capteur de pression différentielle de marque Scanivalve[®] mesurant des pressions différentielles allant jusqu'à 7 bars avec une incertitude de mesure de $\pm 0,065\%$ de la valeur maximale.
- 2) débitmètres volumiques de marque MKS[®] avec différentes plages de fonctionnement : le premier pouvant mesurer un débit volumique maximal de 200 sccm, le deuxième de 500 sccm, le troisième de 5000 sccm et le quatrième de 20000 sccm. L'incertitude de mesure de ce type de débitmètres est de $\pm 1\%$ de la valeur maximale.
- 3) contrôleur de pression à lecture visuelle de marque Omega[®] qui sert à réguler la pression de l'air à la sortie du réservoir.

- 4) deux capteurs de pression de marque Omega[®] disposant d'une plage de mesure allant de 1 à 10 bars pour le premier et de 1 à 7 bar pour le deuxième. L'incertitude de mesure est de $\pm 0,25\%$ de la valeur maximale.
- 5) Un système d'acquisition de données *CompactRIO* de National Instruments[®] reliée à un ordinateur pour l'acquisition des données expérimentales.



Figure 3-3 Banc d'essais des micro-débitmètres

3.2.2 Méthode et procédure de test

L'objectif de cette étude expérimentale est d'obtenir et d'analyser la variation de la chute de pression à travers l'orifice en fonction du débit de l'air pour chaque micro-débitmètre présenté au Tableau 2.1. La méthode consiste à faire passer un débit contrôlé à travers le micro-débitmètre pour une pression d'entrée connue et constante puis mesurer la perte de pression correspondante. La température de l'air d'alimentation est égale à la température ambiante de 22°C. L'augmentation du débit va jusqu'à ce que le débit maximal soit atteint. Ce débit maximal est expliqué par : soit que le micro-débitmètre est amorcé, autrement dit le nombre de Mach au col atteint l'unité, ou par la perte de charge dans le micro-débitmètre et la tuyauterie est plus importante que la différence entre la pression d'entrée et la pression atmosphérique. Chacun de ces micro-débitmètres est testé pour trois différentes pressions d'entrée (pression au niveau du premier point de mesure) : $P_1=5$ bars, $P_1=6,5$ bars et $P_1=8$ bars . L'acquisition de

données se fait par commande manuelle afin de s'assurer que le régime permanent est atteint. Chaque donnée enregistrée est une valeur moyenne de 15 échantillons pour une durée de 30 secondes en régime permanent. Enfin, chaque test est répété deux fois dans le but de vérifier les résultats.

3.2.3 Calcul de l'incertitude de mesure

L'exactitude des résultats expérimentaux est liée aux erreurs produites par les appareils de mesure, aux méthodes de mesure et à l'expérimentateur. Pour cette présente étude, le calcul du coefficient de décharge à partir des mesures expérimentales par l'équation 2.13 donne une erreur qu'il est possible d'estimer par des considérations théoriques [Holman, 2001]. L'expression donnant l'incertitude absolue probable τ_{Cd} sur le coefficient de décharge est comme suit :

$$\tau_{Cd} = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial Cd}{\partial \dot{m}}\right)^2 (\tau_{\dot{m}})^2 + \left(\frac{\partial Cd}{\partial \rho_1}\right)^2 (\tau_{\rho_1})^2 + \left(\frac{\partial Cd}{\partial \Delta P}\right)^2 (\tau_{\Delta P})^2 + \left(\frac{\partial Cd}{\partial A_o}\right)^2 (\tau_{A_o})^2\right]} \quad (3.1)$$

$\tau_{\dot{m}}$ est l'incertitude absolue sur la mesure du débit (débitmètres MKS®)

$\tau_{\Delta P}$ est l'incertitude absolue sur la mesure de la différence de pression (Scanivalve®)

τ_{A_o} est l'incertitude absolue sur le calcul de la section de l'orifice à partir des mesures effectuées par le microscope. L'incertitude de la mesure sur le microscope est de $\pm 1 \mu\text{m}$.

τ_{ρ_1} est l'incertitude absolue sur le calcul de la densité du fluide donnée par l'équation 3.2 où la densité volumique est calculée par l'équation d'état 3.3:

$$\tau_{\rho_1} = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \rho_1}{\partial P_1}\right)^2 (\tau_{P_1})^2 + \left(\frac{\partial \rho_1}{\partial T_1}\right)^2 (\tau_{T_1})^2\right]} \quad (3.2)$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad (3.3)$$

avec τ_{P_1} et τ_{T_1} sont respectivement l'incertitude absolue sur la pression et la température au premier point de mesure. L'incertitude absolue sur la mesure de température τ_{T_1} est égale à $\pm 0,5^\circ\text{C}$.

L'incertitude de mesure τ_{Cd} est ajoutée à l'incertitude absolue de répétition τ_{rep} estimée dans la section 3.3.1 afin de pouvoir déduire l'incertitude totale $\tau_{tot/Cd}$ sur le calcul du coefficient de décharge par l'expression suivante :

$$\tau_{tot/Cd} = \sqrt{\tau_{Cd}^2 + \tau_{rep}^2} \quad (3.4)$$

3.3 Résultats et interprétations

3.3.1 Validation des hypothèses de calcul et de la répétitivité des mesures

La validité de l'hypothèse de l'écoulement adiabatique

Dans cette étude, l'écoulement de l'air dans les micro-débitmètres est considéré comme un écoulement adiabatique, donc la température totale de l'air à l'entrée et à la sortie du micro-débitmètre ne devrait pas varier ($T_{01} = T_{02}$). Par contre en réalité, la température totale peut varier étant donné que l'isolation des microcanaux n'est pas idéale. Dans le présent cas, le passage de l'écoulement à travers l'orifice provoque une augmentation de la vitesse de l'air et du nombre de Mach. Cependant, cette augmentation induit une diminution de la température statique. Afin de valider l'hypothèse adiabatique, l'estimation du transfert de chaleur est donc primordiale.

La figure 3.4 est une représentation schématique des résistances thermiques du transfert de chaleur à travers le micro-débitmètre. Il est à noter que le transfert de chaleur est supposé unidimensionnel pour cette analyse et que le rayonnement est négligé. $Rth_{conv/air}$ est la résistance thermique de convection du fluide à l'intérieur du microcanal (il s'agit de l'air dans ce cas), $Rth_{conv/amb}$ est la résistance thermique de convection de l'air ambiant, Rth_{pyrex} est la résistance de conduction de la couche du pyrex, Rth_{SiO_2} est la résistance de conduction de la couche de l'oxyde de silicium et Rth_{Si} est la résistance de conduction de la couche de silicium.

En prenant le cas du débitmètre #8 comme exemple de calcul, ces résistances thermiques sont exprimées et calculées comme suit :

$$Rth_{conv/air} = \frac{1}{h_{air} S} = \frac{1}{\left(614 \frac{W}{m^2 K}\right) \times (1.63E^{-5} m^2)} = 100 \frac{K}{W} \quad (3.5)$$

$$Rth_{conv/amb} = \frac{1}{h_{amb} S} = \frac{1}{\left(10 \frac{W}{m^2 K}\right) \times (1.63E^{-5} m^2)} = 6135 \frac{K}{W} \quad (3.6)$$

$$Rth_{pyrex} = \frac{L_{pyrex}}{\gamma_{pyrex} S} = \frac{5E^{-4} m}{\left(1 \frac{W}{m K}\right) \times (1.63E^{-5} m^2)} = 30,7 \frac{K}{W} \quad (3.7)$$

$$Rth_{SiO_2} = \frac{L_{SiO_2}}{\gamma_{SiO_2} S} = \frac{0.2E^{-6} m}{\left(1,38 \frac{W}{m K}\right) \times (1.63E^{-5} m^2)} = 0,01 \frac{K}{W} \quad (3.8)$$

$$Rth_{Si} = \frac{L_{Si}}{\gamma_{Si} S} = \frac{5E^{-5} m}{\left(140 \frac{W}{m K}\right) \times (1.63E^{-5} m^2)} = 0,022 \frac{K}{W} \quad (3.9)$$

Le coefficient du transfert convectif dans l'air ambiant, hc_{amb} , est estimé par une valeur approximative prise dans la littérature [Jannot, 2003]. Cependant, le coefficient du transfert convectif de l'air circulant dans le microcanal est calculé par la relation suivante :

$$hc_{air} = \frac{Nu_{air} \gamma_{air}}{Dh_c} \quad (3.10)$$

avec Nu_{air} est le nombre de Nusselt de l'air s'écoulant dans le microcanal calculé par la corrélation d'Edwards exprimée dans l'équation 3.11 [Çengel, 2007], développée pour un écoulement laminaire entre deux plaques planes :

$$Nu_{air} = 7,54 + \frac{0,03 \left(\frac{Dh_c}{\Delta X}\right) Re Pr}{1 + 0,016 \left[\left(\frac{Dh_c}{\Delta X}\right) Re Pr\right]^{\frac{2}{3}}} \quad (3.11)$$

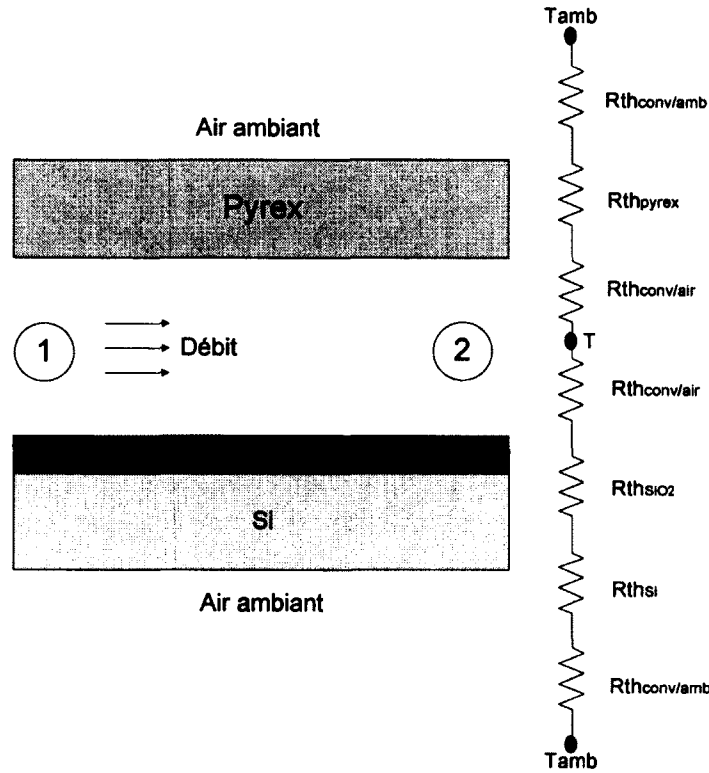


Figure 3-4 Schéma des résistances thermiques entre le microcanal et l'air ambiant

Le nombre de Reynolds, Re , associé à un débit de 39,8 mg/s est de 1321 qui est considéré comme un régime laminaire. Le nombre de Prandtl (Pr) pour de l'air dans ces conditions est de 0,7. Ce qui résulte en un nombre de Nusselt, $Nu_{air} = 9,5$, en prenant la conductivité thermique de l'air, $\gamma_{air} = 0,025 \text{ W/mK}$ [Çengel, 2007].

Le calcul des résistances thermiques a montré que la résistance de convection dans l'air ambiant est la plus grande. En négligeant les autres résistances thermiques, la résistance thermique totale selon deux chemins en parallèle (haut et bas) s'exprime de la manière suivante :

$$\bar{R}_{tot} = \frac{\bar{R}_{conv/air}}{2} = 3067,5 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (3.12)$$

Pour un écoulement isentropique et pour les mêmes conditions ($\dot{m} = 39,8 \text{ mg/s}$, $T_1 = 295 \text{ K}$), la température statique théorique au 2^{ème} point de mesure calculée par l'équation 2.1 est $T_2 = 263 \text{ K}$. En effet, le transfert de chaleur maximal qui peut être généré est donné comme suit :

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{max}}{Rth_{tot}} = \frac{T_{amb} - T_2}{Rth_{tot}} = \frac{295 - 263}{3067,5} = 0,01 \text{ W} \quad (3.13)$$

Pour un écoulement de fluide compressible dans un canal, en appliquant la conservation d'énergie, la chaleur qui peut être transférée est donnée par l'expression suivante [Shapiro, 1954] :

$$\dot{Q} = \dot{m} \left[C_p (T_2 - T_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right] = \dot{m} C_p (T_{02} - T_{01}) \quad (3.14)$$

Par conservation d'énergie, le transfert de chaleur calculé par l'équation 3.13 induira une différence des températures totales entre le point de mesure 1 (entrée du microcanal) et le point 2 de mesure est égale à 0,25 K, calculée par l'équation 3.14, ce qui est une faible variation. L'hypothèse de l'écoulement adiabatique est donc vérifiée.

Validité de l'hypothèse de l'écoulement continu

Afin de valider l'hypothèse de l'écoulement continu, la connaissance du nombre de Knudsen est primordiale. L'estimation du nombre de Knudsen pour l'écoulement dans le micro-débitmètre #13 est représentée sur la Figure 3.5 en fonction du nombre de Reynolds calculé au niveau de l'orifice.

Le choix du micro-débitmètre #13 est fait puisqu'il représente le plus petit diamètre hydraulique à la restriction Dh_o , ce qui donne un plus grand nombre de Knudsen. Pour la même raison, le nombre de Knudsen est calculé au niveau de l'orifice.

Nous pouvons constater que dans cette plage d'opération de ce micro-débitmètre #13, le nombre de Knudsen représente un minimum de $1,5 \times 10^{-4}$ à un nombre Reynolds à l'orifice $Re_o = 3000$. Sur toute la plage d'opération, le nombre de Knudsen ne dépasse pas la valeur de $3,7 \times 10^{-4}$ qui est très inférieur à 0,001. Au regard de ces résultats, l'hypothèse de l'écoulement continu est vérifiée. L'écoulement continu est vérifié de la même manière pour le reste des micro-débitmètres.

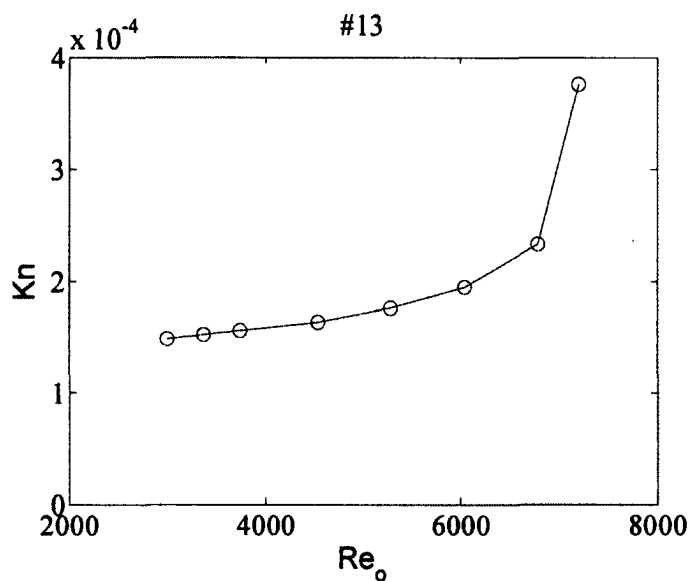


Figure 3-5 Nombre de Knudsen en fonction du nombre de Reynolds à l'orifice Re_o , #13

Validation des résultats avec la répétitivité

Afin de s'assurer d'avoir des bons résultats, tous les tests effectués sur les micro-débitmètres sont répétés. Ces répétitions permettent à la fois de vérifier les mesures et d'en déduire une erreur de répétition.

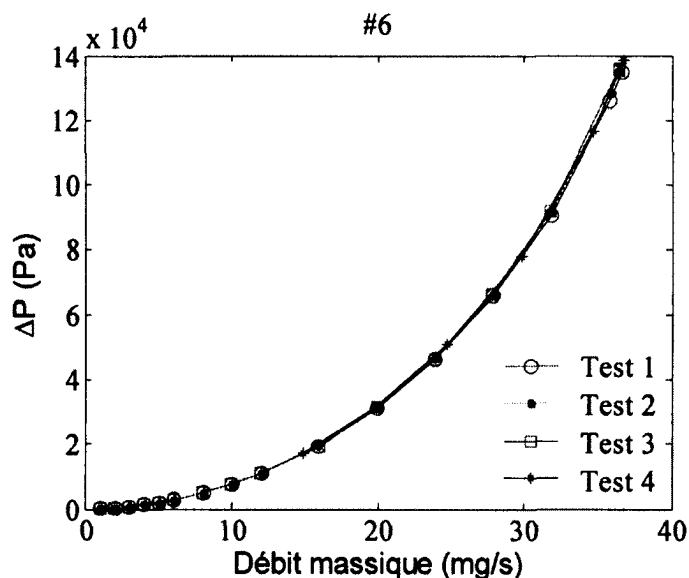


Figure 3-6 Tests de répétition pour le micro-débitmètre # 6

La figure 3.6 représente la variation de la chute de pression à travers le micro-débitmètre #6 en fonction du débit massique et cela pour une même pression d'entrée qui est égale à 5 bars.

Quatre tests sont effectués dans des journées différentes. Il en résulte que les résultats des différents tests se concordent avec une erreur relative maximale qui n'excède pas 1%. Il en va de même pour tous les micro-débitmètres testés.

3.3.2 Variation de la différence de pression en fonction du débit massique

La différence de pression ΔP entre l'amont et l'aval de l'orifice est le paramètre principal pour le calcul du débit massique, \dot{m} , traversant le micro-débitmètre. Cette section met en évidence la variation de cette différence de pression en fonction du débit massique, illustrée pour chacun des micro-débitmètres dans la Figure 3.7. Pour chaque cas de micro-débitmètre, la différence de pression est tracée pour trois conditions de pression d'entrée (5, 6,5 et 8 bars). Aussi, chaque résultat expérimental est comparé au résultat calculé analytiquement pour un écoulement idéal sous les mêmes conditions. La plage de débit mesurée s'étend jusqu'au débit maximal pouvant passer dans le micro-débitmètre, limité par l'amorçage du col ou par les pertes de charge.

Dans une première analyse, les résultats montrent que pour l'ensemble des micro-débitmètres, l'allure de la variation est similaire. Notamment, la différence de pression croît d'une façon quadratique avec l'augmentation du débit massique, ce comportement concorde avec celui constaté dans les macro-débitmètres. De plus, pour un débit donné, la différence de pression est plus importante pour des pressions d'entrée moins importantes. Ceci vient tout simplement par le fait que la différence de pression ΔP est une fonction inverse avec la densité volumique à l'entrée.

L'augmentation brutale de la différence de pression pour les micro-débitmètres #1, 2, 11, 12, 13, 15 et #16 indique que le micro-débitmètre est amorcé, c'est-à-dire que le nombre de Mach au niveau de la restriction est égal à l'unité. Contrairement à ceci, pour les autres micro-débitmètres, la perte de charge atteint la différence de pression appliquée, ce qui limite le débit avant l'amorçage du col.

Les courbes montrent aussi que le résultat expérimental est différent du résultat analytique d'un écoulement idéal. La différence de pression mesurée est plus importante que celle calculée théoriquement (sauf s'il y a présence d'un choc, où la différence de pression

s'inverse). Cette remarque était attendue étant donné que dans les calculs, plusieurs effets sont négligés à savoir les pertes de charge linéaires et singulières. En effet, l'équation théorique pour le calcul doit être corrigée par le coefficient de décharge, C_d .

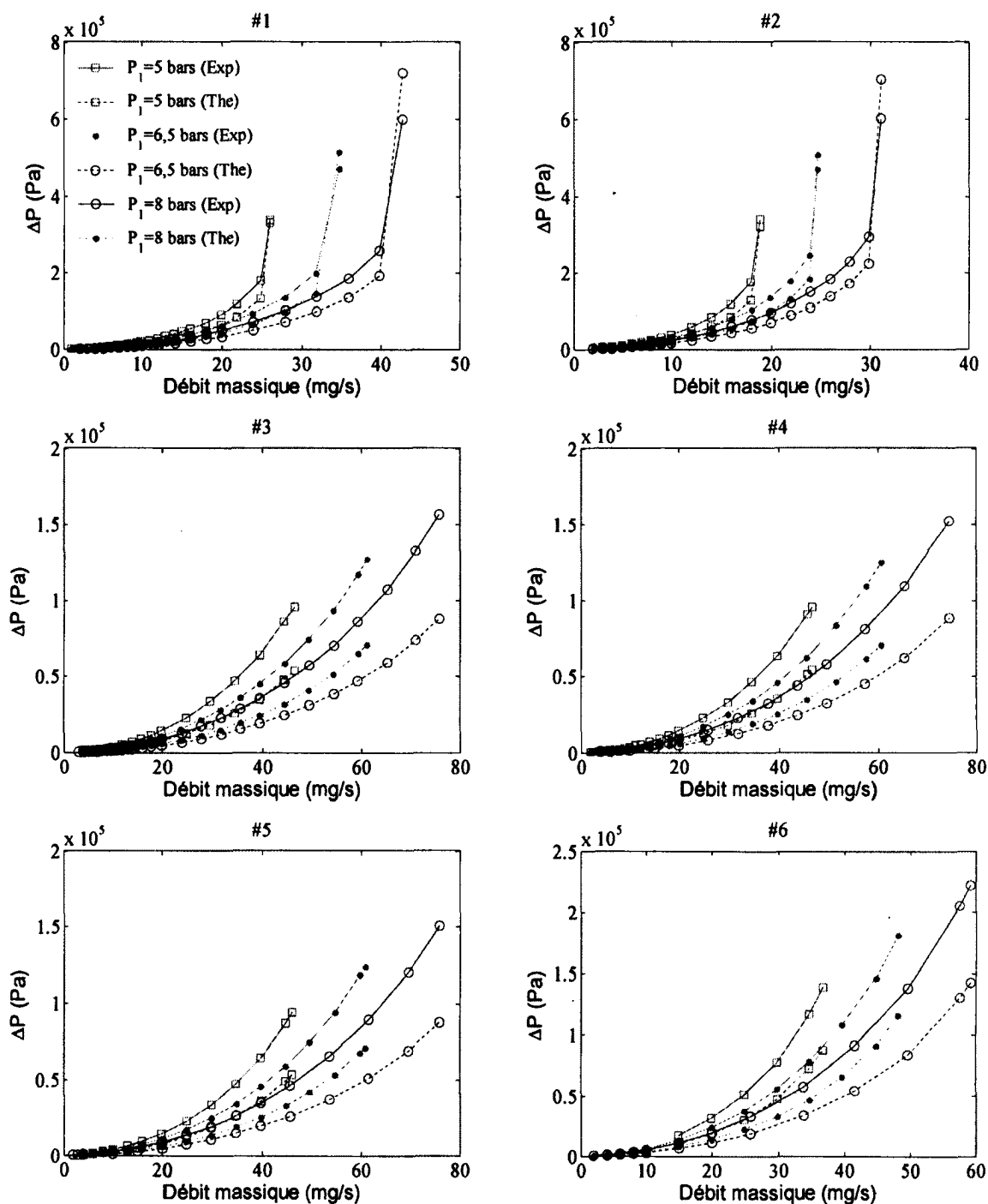


Figure 3-7 Variation de la différence de pression en fonction du débit massique

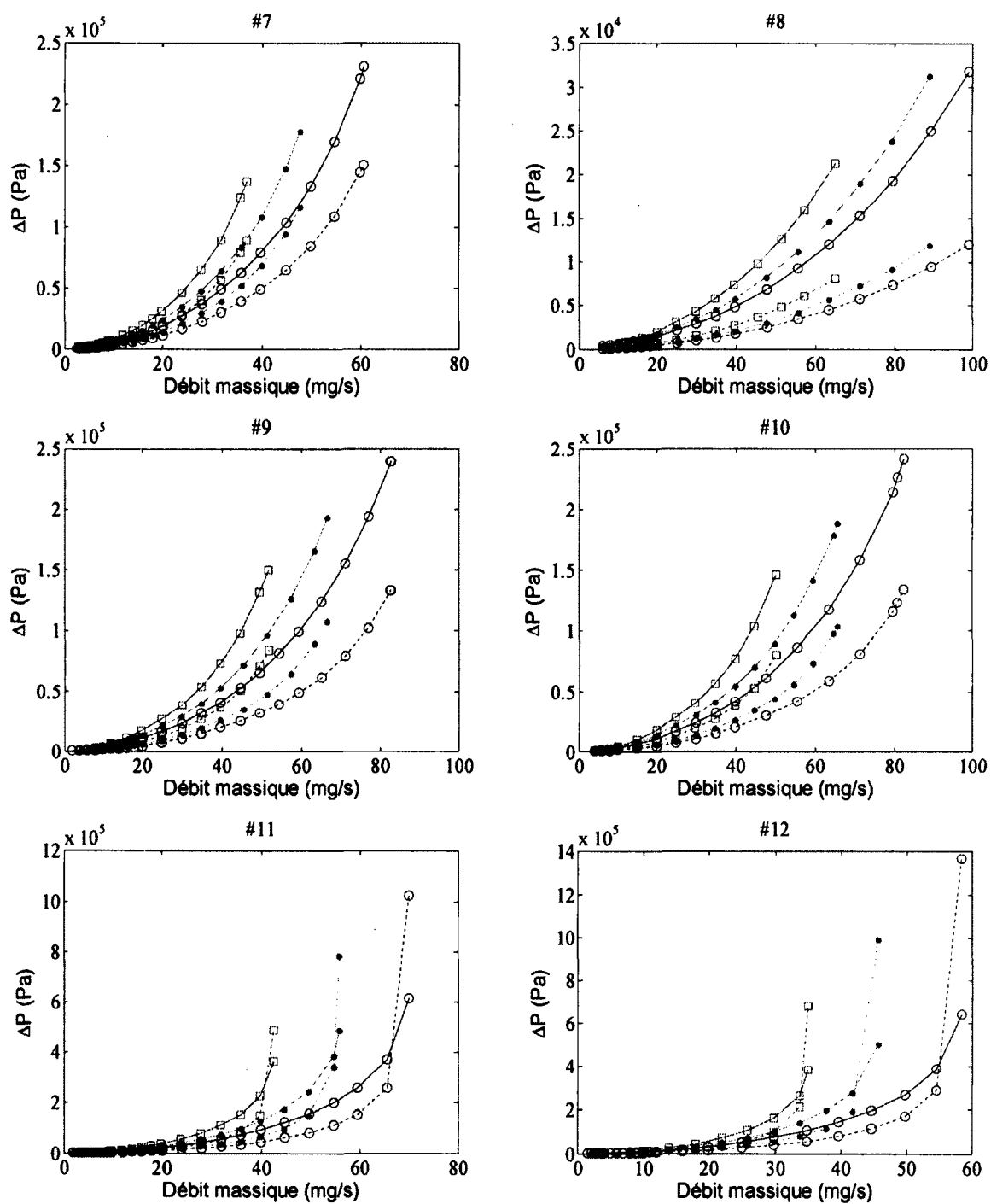


Figure 3-8 (suite) Variation de la différence de pression en fonction du débit massique

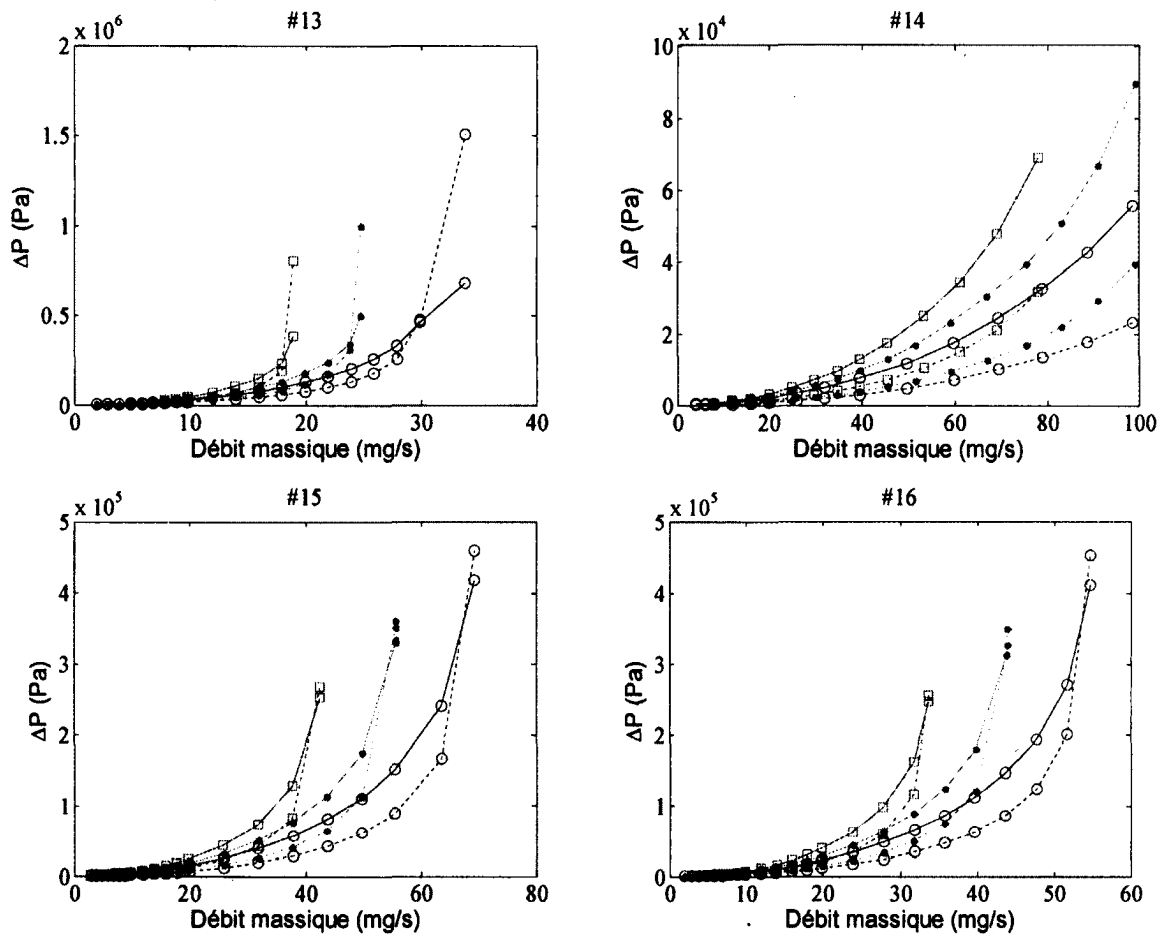


Figure 3-9 (suite) Variation de la différence de pression en fonction du débit massique

3.3.3 Coefficient de décharge

Modèle empirique du coefficient de décharge

Les résultats obtenus et présentés au-dessus suggèrent que le coefficient de décharge, C_d , n'est pas une valeur constante, mais qu'il varie avec la variation du débit, les conditions d'entrée du fluide dans le micro-débitmètre ainsi qu'avec la géométrie des microcanaux. Donc, le coefficient de décharge à travers ce type de micro-débitmètres est fonction de plusieurs paramètres.

Comme il a été précisé dans le chapitre 2, les corrélations existantes du coefficient de décharge, utilisées dans les écoulements à grande échelle et pour des microcanaux circulaires, ne concordent pas avec les résultats obtenus. Il est donc nécessaire et essentiel de développer des équations empiriques du coefficient de décharge pour ce type d'écoulements. Une étude

adimensionnelle basée sur le théorème de Vaschy-Bukingham, connue aussi sous le nom de théorème des π , représente une bonne méthode afin de déterminer les paramètres dépendants pour obtenir une meilleure corrélation empirique du coefficient de décharge. Cette méthode permet de réduire le nombre des variables dimensionnelles à un nombre plus petit de groupements adimensionnels [White, 1999].

Le débit massique traversant le micro-débitmètre est fonction de 9 paramètres géométriques et opérationnels, n , représentés par l'équation suivante :

$$\dot{m} = f(\rho_1, \mu_1, V_1, \Delta P, b_c, b_o, \omega, l_o, \dot{m}_{th}) \quad (3.15)$$

Ces variables sont définies par trois dimensions principales, masse (M), longueur (L) et température (T). En effet, le nombre de variables répétitives, m , est égal à 3. Le nombre de groupements adimensionnels, π , est égal à $n-m=6$, et sont présentés dans le tableau 3.1.

Tableau 3-1 Groupements adimensionnels

π_1	$\frac{\Delta P}{\rho_1 V_1^2}$	$\frac{\Delta P}{P_1}$	Chute de pression adimensionnelle	$\frac{\Delta P}{P_1}$
π_2	$\frac{\mu_1}{\rho_1 V_1 b_o}$	$\frac{\rho_1 V_1 D h_c}{\mu_1}$	Nombre de Reynolds	Re_c
π_3	$\frac{\omega}{b_o}$	–	Rapport de forme de l'orifice	δ
π_4	$\frac{b_c}{b_o}$	$\sqrt{\frac{b_c}{b_o}}$	Coefficient de contraction	β
π_5	$\frac{l_o}{b_o}$	$\frac{l_o}{D h_o}$	Longueur adimensionnelle du mur de l'orifice	$\frac{l_o}{D h_o}$
π_6	$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}}$	–	Coefficient de décharge	Cd

En écriture adimensionnelle, le coefficient de décharge, Cd , est donc fonction des cinq groupements adimensionnels représentés dans le tableau 3.1 tel que :

$$Cd = f\left(\frac{\Delta P}{P_1}, Re_c, \beta, \delta, \frac{l_o}{Dh_o}\right) \quad (3.16)$$

Le nombre de Mach n'apparaît pas dans l'équation puisqu'il est fonction de la différence de pression adimensionnée, $\frac{\Delta P}{P_1}$. Cette différence de pression adimensionnée est utilisée au lieu du nombre de Mach puisqu'elle est basée sur des valeurs mesurées.

La rugosité relative (rugosité/diamètre hydraulique) de la surface des micro-débitmètres est comprise entre 0,001 et 0.004. À partir de l'abaque de Moody [White, 1999] et pour une plage de Reynolds étudiée dans ce mémoire (100-13000), la variation du facteur de friction est négligeable pour un même nombre de Reynolds. En effet, tous les micro-débitmètres ont la même influence de la rugosité en écoulement turbulent. Pour cette cause, la rugosité relative n'apparaît pas dans l'équation 3.16.

Tous les micro-débitmètres fabriqués et présentés dans le tableau 3.1 ont un même rapport $\frac{b_c}{l_o} \approx 5,5$, qui n'est que la condition de fabrication pour que les murs de l'orifice résistent aux forces de l'écoulement (équation A.8). En effet, le rapport géométrique, $\frac{l_o}{Dh_o}$, est seulement fonction de β et δ . Dans ce cas, l'équation 3.16 peut prendre une écriture réduite :

$$Cd = f\left(\frac{\Delta P}{P_1}, Re_c, \beta, \delta\right) \quad (3.17)$$

Le coefficient de décharge, Cd , des micro-débitmètres est analysé dans la section suivante en fonction de ces nombres adimensionnels afin de comprendre leur effet.

Variation du Cd en fonction de Re_c

La figure 3.8 illustre le comportement du coefficient de décharge, Cd , en fonction du nombre de Reynolds (calculé au niveau du premier point de mesure) pour tous les micro-débitmètres fabriqués et testés. Il est défini et calculé par l'équation 2.13. Tous ces résultats sont tracés pour trois différentes pressions d'entrée : $P_I=5$, $P_I=6,5$ et $P_I=8$ bars. À noter que les points dont les micro-débitmètres sont amorcés (Mach=1 à l'orifice) ne sont pas représentés. Les

graphiques montrent que le coefficient de décharge augmente brutalement pour les faibles nombres de Reynolds, puis suit une asymptote. Ce comportement s'explique tout simplement par le fait que l'effet des forces visqueuses tend à se minimiser avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Pour les micro-débitmètres #9, #10, #11, #12, #13, #15 et #16, le coefficient de décharge se stabilise puis augmente encore une fois pour les grands nombres de Reynolds. Cette variation de l'allure est due à l'effet de compressibilité puisque les vitesses de l'écoulement deviennent plus importantes.

Par ailleurs, pour les cas #15 et #16, les courbes permettent d'observer que l'allure du coefficient de décharge, Cd , présente une bosse (maximum) qui correspond à $Re_c=1300$ avant de se stabiliser. Ce maximum se traduit par une augmentation du coefficient de décharge jusqu'à une valeur maximale puis diminue jusqu'à une stabilisation de l'allure. Ce résultat est aussi observé dans le travail de Jankowski (2008) qui a étudié l'écoulement à travers des orifices circulaires et a analysé l'effet de la longueur de l'orifice, l_o , sur le coefficient de décharge. L'auteur a constaté que le maximum apparaît quand le rapport $\frac{l_o}{Dh_o}$ tend vers zéro. C'est la même observation dans le cas présent. En effet, le rapport $\frac{l_o}{Dh_o}$ pour les micro-débitmètres #15 et #16 est le plus petit parmi les autres micro-débitmètres, soit 0,26 et 0,25 respectivement.

L'effet de la pression d'entrée est aussi remarqué, étant plus important pour certains micro-débitmètres que d'autres. Pour les micro-débitmètres #1, #2, #3, #4, #5, #6, #7 et #8, la pression d'entrée n'a pas d'effet sur la variation du coefficient de décharge, Cd , en fonction du nombre de Reynolds puisque les trois courbes se superposent. On observe une petite différence pour les faibles nombres de Reynolds mais cette différence rentre dans l'incertitude de mesure. Nous pouvons dire alors que pour ces cas de micro-débitmètres le coefficient de décharge est seulement fonction du nombre de Reynolds, pour une même dimension géométrique. Par contre, pour les micro-débitmètres #9, #10, #11, #12, #13, #14, #15 et #16, l'influence de la pression d'entrée est observée pour les grands nombres de Reynolds au moment où le coefficient de décharge commence à augmenter. Ce résultat était attendu puisque pour les grandes vitesses d'écoulement, la compressibilité est plus importante, donc le coefficient de décharge ne serait pas seulement fonction du nombre de Reynolds mais plutôt

de $\frac{\Delta P}{P_1}$, qui est fonction du nombre de Mach. De l'analyse des résultats, nous avons constaté que le coefficient de décharge ne serait pas seulement fonction du nombre de Reynolds à partir d'une valeur du facteur d'expansion Y inférieure à 0,9.

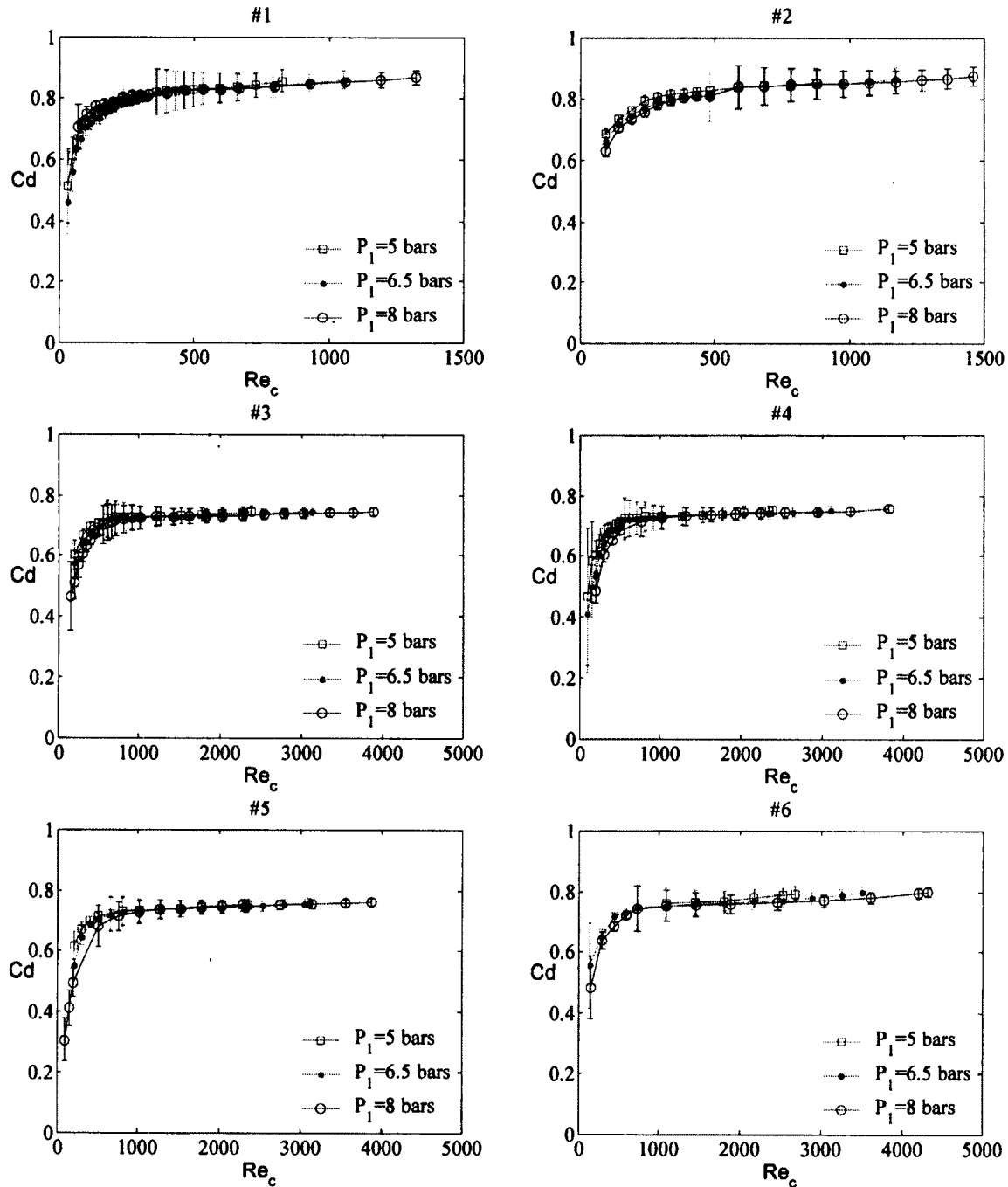


Figure 3-10 Coefficient de décharge en fonction du nombre de Reynolds

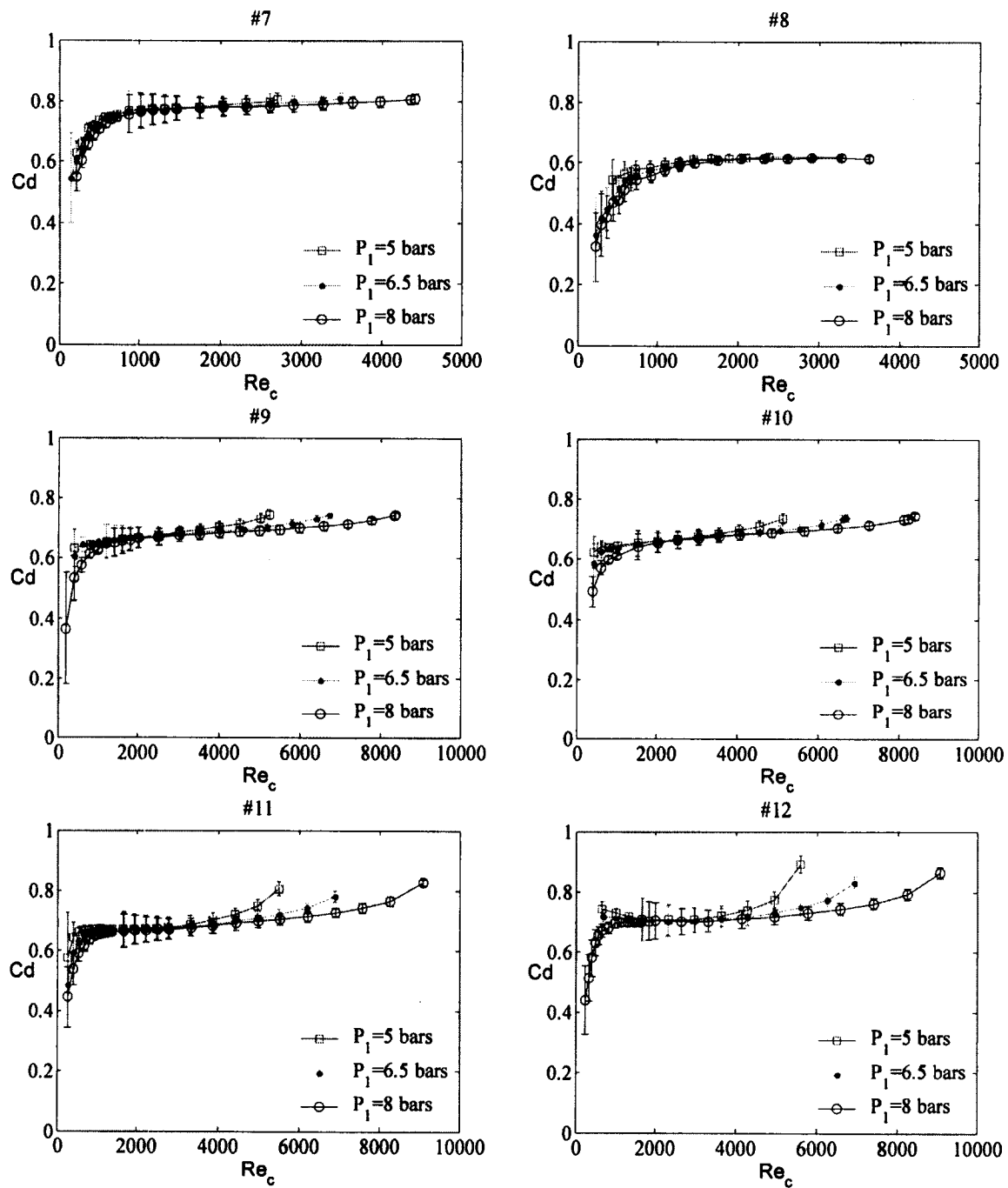


Figure 3-11 (suite) Coefficient de décharge en fonction du nombre de Reynolds

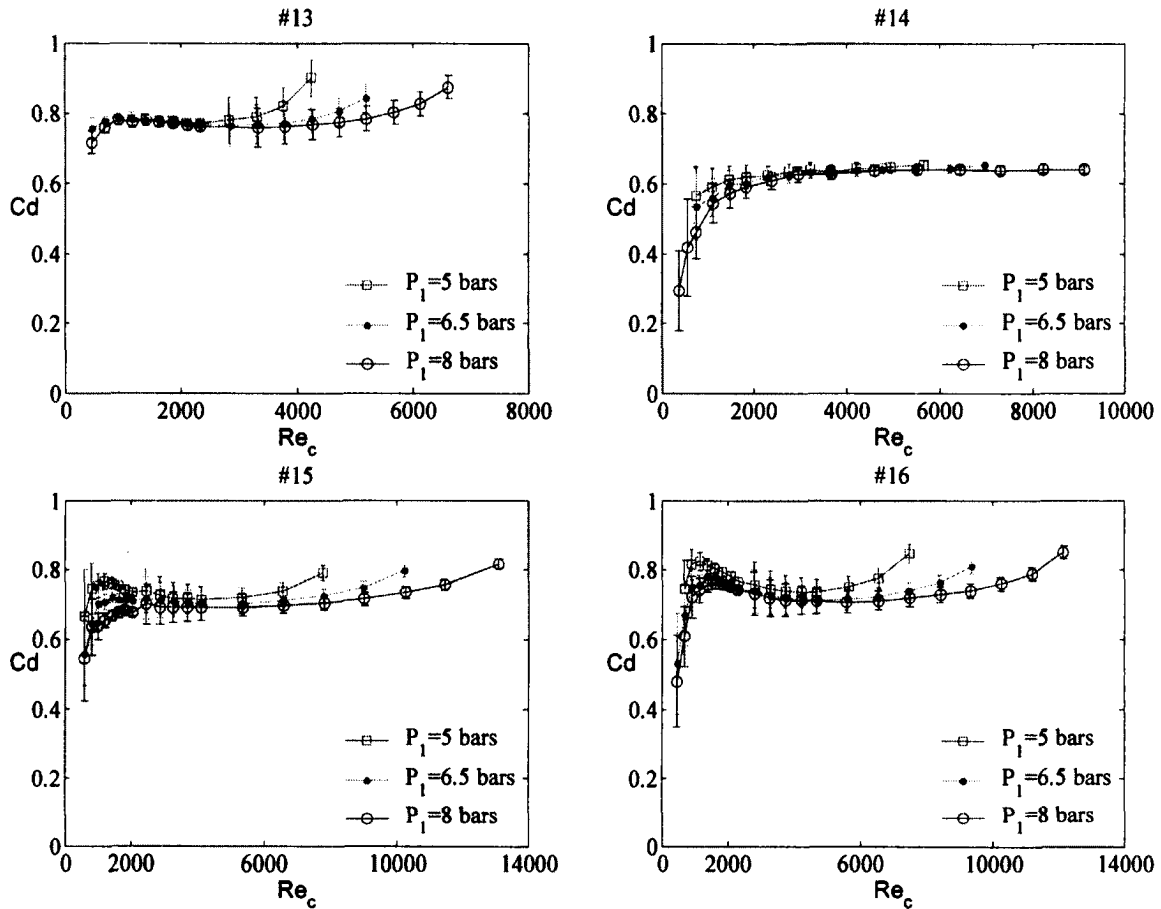


Figure 3-12 (suite) Coefficient de décharge en fonction du nombre de Reynolds

Variation du coefficient de décharge fonction de $\Delta P/P_1$

Le coefficient de décharge des mêmes cas étudiés au-dessus est tracé dans cette partie en fonction de la différence de pression adimensionnée $\Delta P/P_1$ (Figure 3.9). Les graphiques montrent que le coefficient de décharge augmente de façon plus brutale pour atteindre l'asymptote à une valeur de 0,01 pour tous les cas. Cependant, l'effet du maximum est toujours existant pour les mêmes cas constatés en fonction du nombre de Reynolds. Par ailleurs, pour tous les cas des micro-débitmètres, la variation de la pression d'entrée n'a pas d'influence sur l'allure du coefficient de décharge. Ainsi, ça suggère que le coefficient de décharge est juste une fonction de la différence de pression adimensionnée pour une même géométrie, surtout pour les rapports de forme plus petits où le phénomène du maximum n'apparaît pas. À l'inverse, pour les cas où le maximum apparaît, l'influence de la pression d'entrée est visible mais rentre dans l'incertitude de mesure.

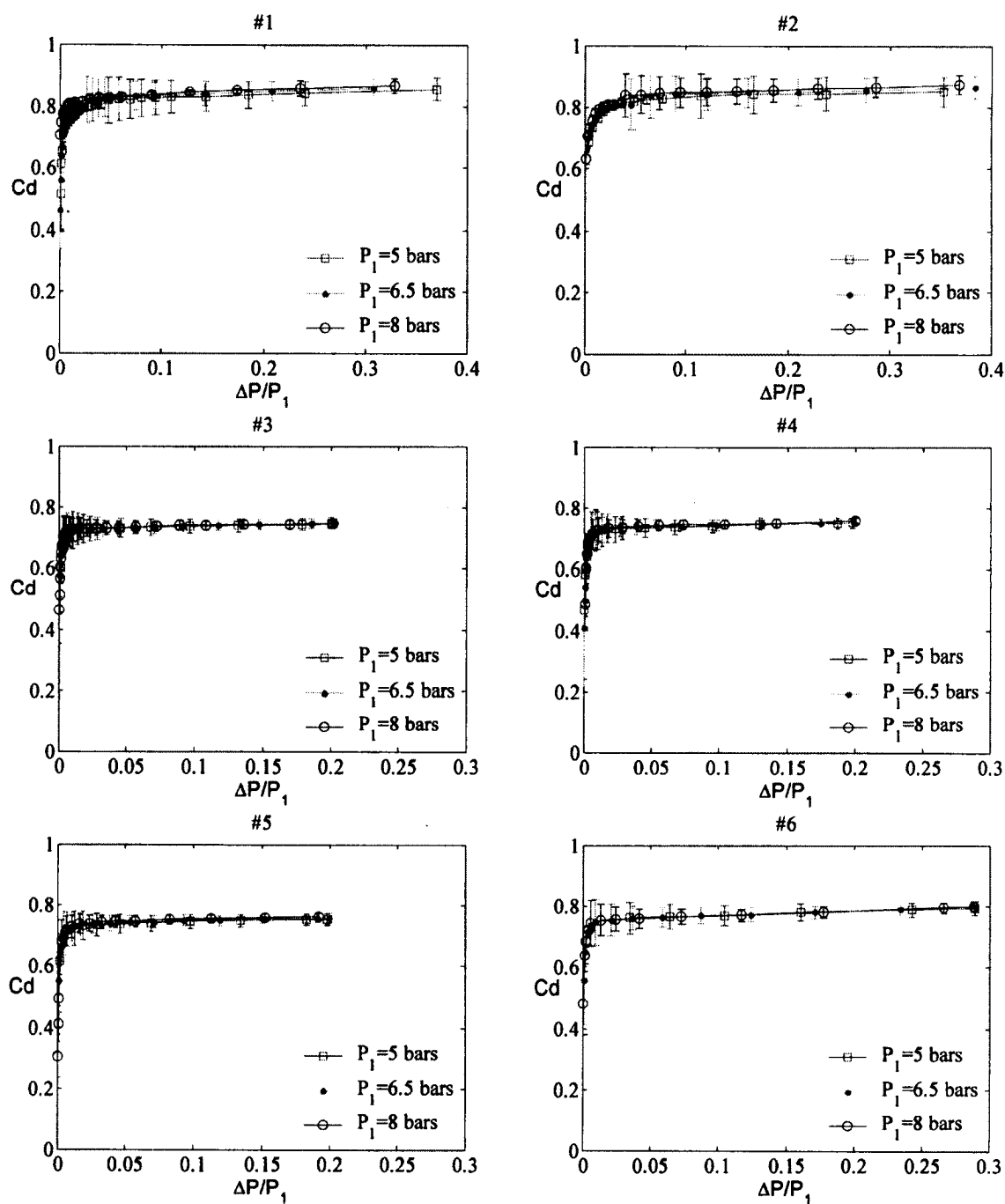


Figure 3-13 Coefficient de décharge en fonction de la différence de pression adimensionnée

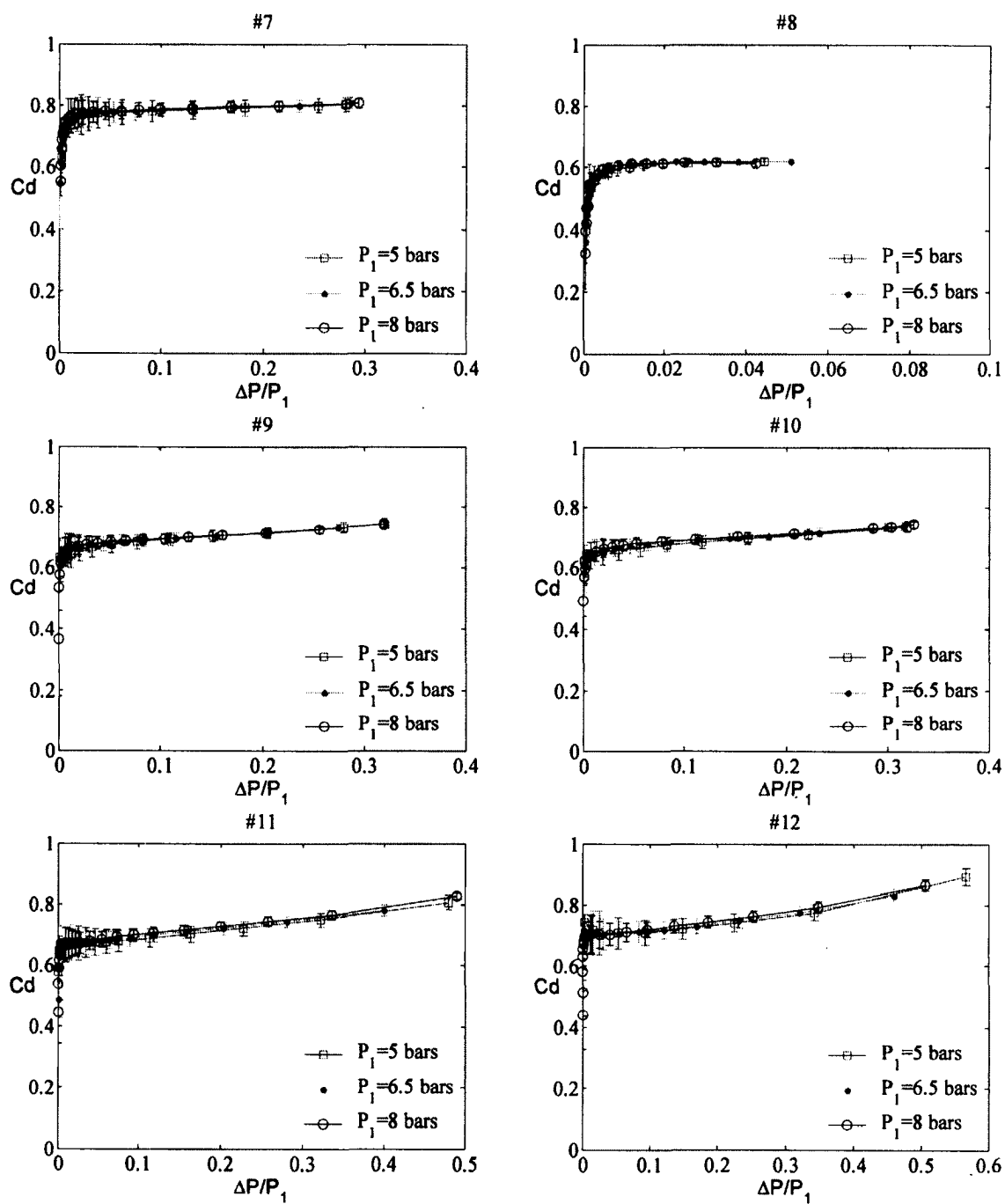


Figure 3-14 (suite) Coefficient de décharge en fonction de la différence de pression adimensionnée

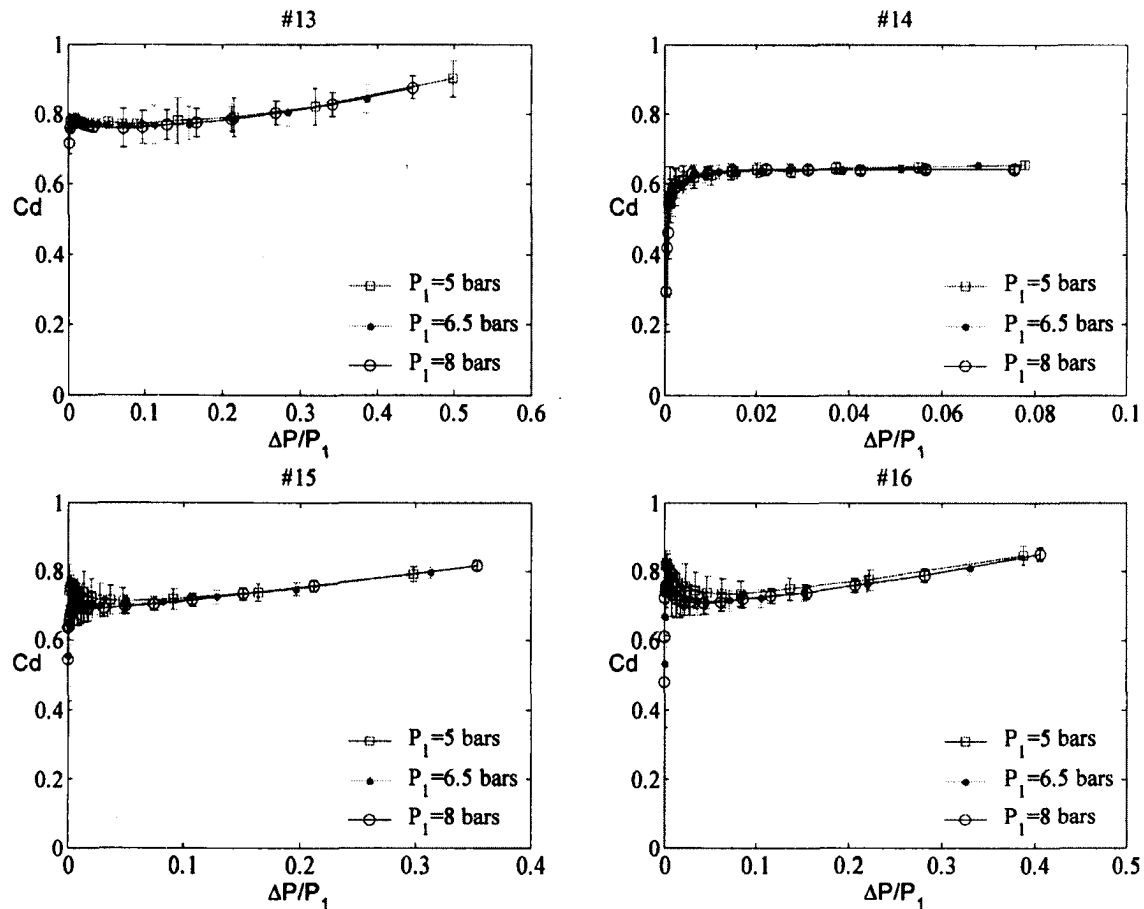


Figure 3-15 (suite) Coefficient de décharge en fonction de la différence de pression adimensionnée

Variation du coefficient de décharge en fonction des rapports géométriques

Cette partie met en évidence l'influence du rapport de forme, δ , pour comprendre l'effet de ce rapport sur le coefficient de décharge C_d . La figure 3.10 illustre la variation du coefficient de décharge en fonction de la différence de pression adimensionnée. Ceci pour trois cas : $\beta = 0,4$, $\beta = 0,6$ et $\beta = 0,8$. Pour chaque cas, le coefficient de décharge est tracé pour différents rapports de forme, δ . Tous les résultats sont pour une pression d'entrée de 8 bars. Il en résulte que pour l'ensemble des coefficients de contraction, β , le coefficient de décharge est plus grand pour des rapports de forme δ plus grands. Ceci vient simplement du fait que pour des rapports de forme plus importants, le facteur de friction diminue [Papautsky *et al.*, 1999] qui implique une diminution de pertes de pression linéaires. De plus, dans le cas présent,

l'augmentation du rapport de forme δ introduit une diminution du rapport $\frac{l_o}{Dh_o}$ puisque δ est une fonction de $\frac{l_o}{Dh_o}$ et par conséquent les pertes de charge linéaires diminuent aussi.

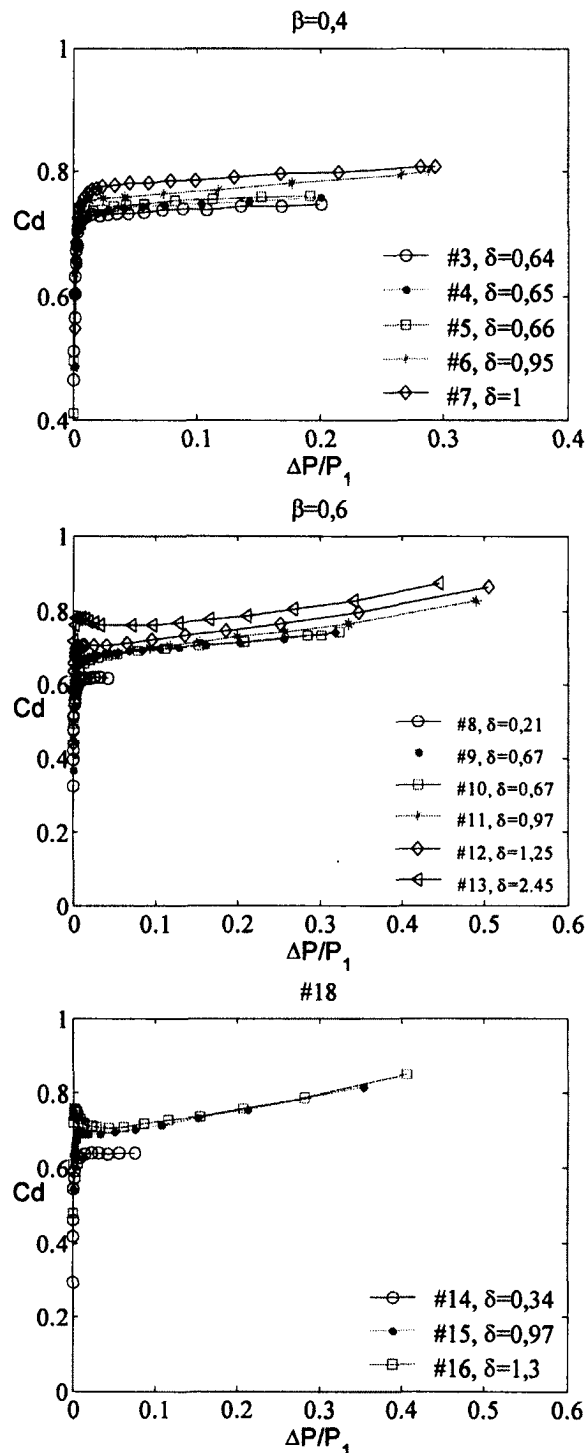


Figure 3-16 Coefficient de décharge en fonction de la différence de pression adimensionnée pour différents facteurs géométriques

3.3.4 Corrélations empiriques pour le coefficient de décharge

Dans la section 3.3.3, nous avons constaté en premier lieu que le coefficient de décharge, C_d , peut être exprimé en fonction du nombre de Reynolds, Re , pour une faible compressibilité du fluide ($Y \geq 0.9$). Quand la compressibilité devient plus important, le coefficient de décharge devient plutôt une fonction de la pression adimensionnée, $\frac{\Delta P}{P_1}$. Par la suite, nous avons remarqué que le coefficient de décharge peut être exprimé seulement en fonction de $\frac{\Delta P}{P_1}$ sur toute la plage étudiée. Ce dernier résultat nous permet de développer des corrélations empiriques du coefficient de décharge seulement en fonction de $\frac{\Delta P}{P_1}$.

Définir des corrélations empiriques du coefficient de décharge qui serait fonction de $\frac{\Delta P}{P_1}$ représente un avantage très important pour le calcul du débit sans avoir recours aux itérations, étant donné que le ΔP et P_1 sont des mesures directes. Par contre, si on définit les corrélations en fonction du nombre de Reynolds, qui est possible la plage à faible compressibilité, nous aurons besoin de procéder à des itérations pour calculer le débit, étant donné que le nombre de Reynolds est une fonction du débit.

Pour corréler les résultats expérimentaux du coefficient de décharge, C_d , on s'est servi de la méthode de corrélation non linéaire. La détermination et le calcul se fait à l'aide des logiciels XLSTAT® et MATLAB®. Afin de vérifier le degré des corrélations, chacune d'elle est caractérisé par un coefficient de corrélation, erreur quadratique absolue et erreur quadratique relative.

Dans l'analyse de la variation du coefficient de décharge en fonction des groupements adimensionnels, il s'est avéré que pour une même géométrie de micro-débitmètre, le coefficient de décharge dépend principalement de la différence de pression adimensionnée. En revanche, l'équation modèle du coefficient de décharge pour ces cas de micro-débitmètres peut s'écrire de la façon suivante :

$$Cd = \frac{\left(par1 \times \frac{\Delta P}{P_1}\right)}{\left(par2 + \frac{\Delta P}{P_1}\right)} \quad (3.18)$$

Les paramètres par_1 et par_2 sont déterminés à l'aide du logiciel d'analyse de données et de statistique XLSTAT®. Le tableau 3.2 définit les paramètres des corrélations empiriques spécifiques pour chaque micro-débitmètre avec leurs conditions d'application. Le coefficient de corrélation r détermine l'intensité de liaison entre les valeurs expérimentales et celles obtenues par la corrélation, et est donné par la formule suivante [Holman, 2001] :

$$r = \frac{\sum_{i=1}^N (Cd_{i,m} - \overline{Cd_m}) (Cd_{i,c} - \overline{Cd_c})}{\sqrt{\sum_{i=1}^N (Cd_{i,m} - \overline{Cd_m})^2} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^N (Cd_{i,c} - \overline{Cd_c})^2}} \quad (3.19)$$

où N , est le nombre de points de mesure à corrélérer, Cd_c est le coefficient de décharge calculé par la corrélation 3.18 et Cd_m est le coefficient de décharge mesuré.

L'erreur moyenne quadratique absolue (*RMS*, *root mean square error*) ainsi que l'erreur moyenne quadratique relative (*FRMS*, *fractional root mean square error*) sont calculées respectivement par les équations 3.20 et 3.21 :

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \left(\sum_{i=1}^N |Cd_{i,m} - Cd_{i,c}| \right)^2} \quad (3.20)$$

$$FRMS = \sqrt{\frac{1}{N} \left(\sum_{i=1}^N \left[\frac{|Cd_{i,c} - Cd_{i,m}|}{Cd_{i,m}} \right]^2 \right)} \quad (3.21)$$

Les résultats mentionnés dans le tableau 3.2 montrent que les corrélations du coefficient de décharge, Cd , donnent un bon coefficient de corrélation supérieur à 0,90 pour l'ensemble des corrélations sauf pour le cas #15 et #16 qui prennent les valeurs 0,90 et 0,80 respectivement, ceci est dû à la bosse dans la courbe du coefficient de décharge, Cd , telle que décrite

précédemment en section 3.3.3. De plus, les erreurs de la régression sont minimales, avec des RMS dans un intervalle de $\pm 0,026$ sauf pour les cas #15 et #16 qui prennent des valeurs de $\pm 0,05$ et $\pm 0,06$ respectivement.

Tableau 3-2 Paramètres des corrélations empiriques en fonction de la différence de pression adimensionnée

1	par1=0,8332 par2=5,8952 e-4	$\pi_1 \leq 0,2$ $\beta = 0,2$ $\delta = 1,66$	0,97	$\pm 0,017$	$\pm 2,4\%$
2	par1=0,8397 par2=6,7916 e-4	$\pi_1 \leq 0,38$ $\beta = 0,2$ $\delta = 2,3$	0,94	$\pm 0,016$	$\pm 1,9\%$
3	par1=0,7426 par2=2,8906 e-4	$\pi_1 \leq 0,2$ $\beta = 0,4$ $\delta = 0,64$	0,98	$\pm 0,013$	$\pm 2,3\%$
4	par1=0,7567 par2=4,2259 e-4	$\pi_1 \leq 0,2$ $\beta = 0,4$ $\delta = 0,65$	0,99	$\pm 0,02$	$\pm 5,3\%$
5	par1=0,7567 par2=4,4979 e-4	$\pi_1 \leq 0,2$ $\beta = 0,4$ $\delta = 0,66$	0,98	$\pm 0,014$	$\pm 2,8\%$
6	par1=0,7770 par2=3,3060 e-4	$\pi_1 \leq 0,3$ $\beta = 0,4$ $\delta = 0,95$	0,99	$\pm 0,012$	$\pm 1,9\%$
7	par1=0,7960 par2=5,0742 e-4	$\pi_1 \leq 0,3$ $\beta = 0,4$ $\delta = 1$	0,98	$\pm 0,022$	$\pm 5,8\%$
8	par1=0,6272 par2=3,3333 e-4	$\pi_1 \leq 0,07$ $\beta = 0,6$ $\delta = 0,21$	0,99	$\pm 0,012$	$\pm 3\%$
9	par1=0,6939 par2=2,1242 e-4	$\pi_1 \leq 0,2$ $\beta = 0,6$ $\delta = 0,67$	0,90	$\pm 0,018$	$\pm 2,7\%$
10	par1=0,6942 par2=3,0975 e-4	$\pi_1 \leq 0,23$ $\beta = 0,6$ $\delta = 0,67$	0,95	$\pm 0,026$	$\pm 6,3\%$
11	par1=0,6969 par2=2,6787 e-4	$\pi_1 \leq 0,16$ $\beta = 0,6$ $\delta = 0,97$	0,95	$\pm 0,017$	$\pm 2,7\%$
12	par1=0,7342 par2=3,0343 e-4	$\pi_1 \leq 0,35$ $\beta = 0,6$ $\delta = 1,25$	0,93	$\pm 0,024$	$\pm 3,7\%$
13	par1=0,7850 par2=2,1389 e-4	$\pi_1 \leq 0,32$ $\beta = 0,6$ $\delta = 2,45$	0,91	$\pm 0,022$	$\pm 3,3\%$
14	par1=0,6479 par2=2,2507 e-4	$\pi_1 \leq 0,17$ $\beta = 0,8$ $\delta = 0,34$	0,98	$\pm 0,01$	$\pm 1,8\%$
15	par1=0,7442 par2=2,7595 e-4	$\pi_1 \leq 0,2$ $\beta = 0,8$ $\delta = 0,97$	0,90	$\pm 0,05$	$\pm 13,3\%$
16	par1=0,7689 par2=2,3035 e-4	$\pi_1 \leq 0,33$ $\beta = 0,8$ $\delta = 1,3$	0,80	$\pm 0,06$	$\pm 15,1\%$

3.3.5 Comparaison du débit prédit par les corrélations avec le débit mesuré

Dans cette partie, le débit massique traversant les micro-débitmètres calculé à l'aide des corrélations empiriques est comparé à celui mesuré expérimentalement. Cette comparaison permet de démontrer la fiabilité de ces corrélations empiriques dans la prédiction et le calcul du débit massique à partir d'une mesure de la différence de pression. La figure 3.11 représente la comparaison entre les deux débits, expérimental et prédit à partir des corrélations spécifiques à chaque cas (Tableau 3.2). Les résultats sont donnés sous forme de 4 graphiques. Chaque graphique regroupe les micro-débitmètres ayant un même coefficient de contraction, β , ($\beta = [0,2-0,4-0,6-0,8]$). Les points de prédiction du débit massique sont carrément sur la même ligne médiane. Ce qui démontre une bonne prédiction du débit à l'aide de ces corrélations. Les erreurs sur la prédiction du débit massique sont les mêmes erreurs sur la prédiction du coefficient de décharge qui sont exprimées dans le tableau 3.2.

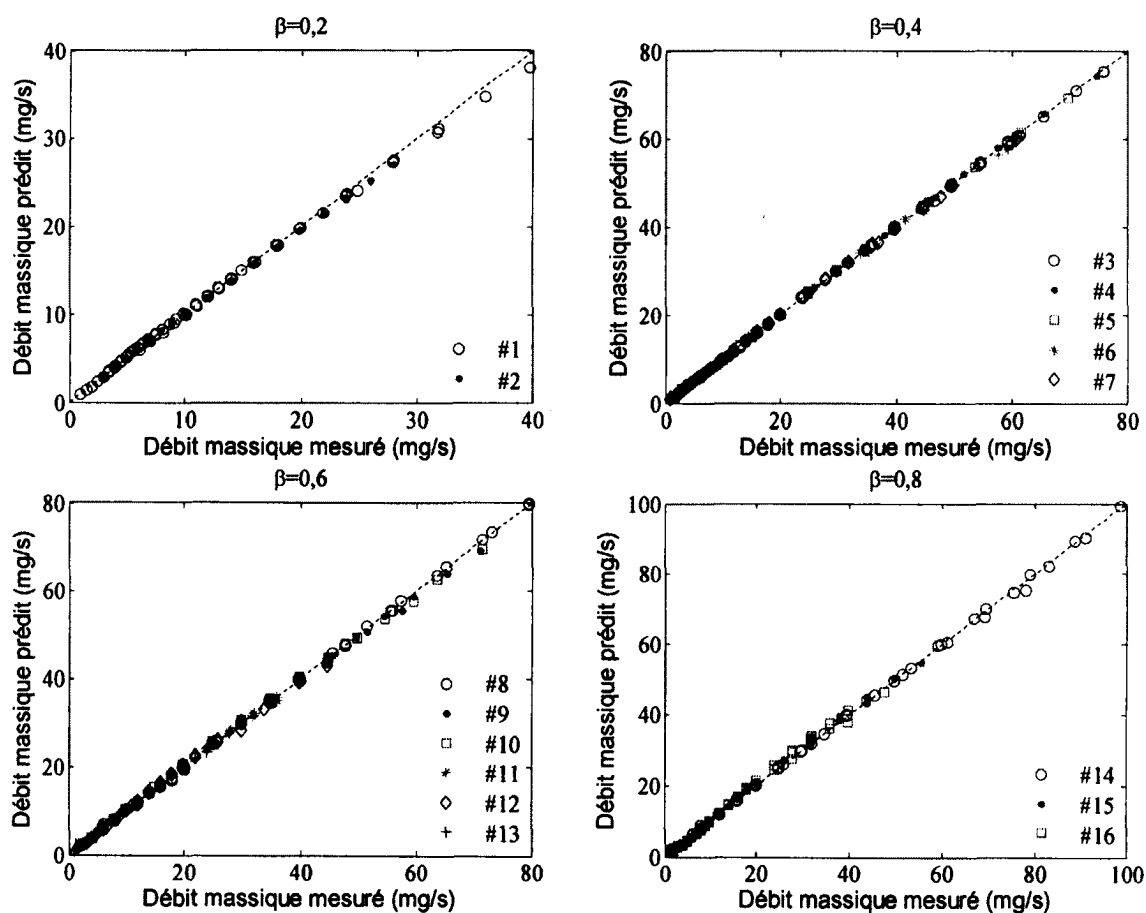


Figure 3-17 Comparaison entre le débit prédit et le débit mesuré

3.3.6 Validation des résultats de la simulation numérique

Afin de valider les résultats numériques présentés dans l'article de l'annexe A, ces derniers sont comparés aux résultats expérimentaux. Les résultats numériques sont trouvés à partir des conditions opératoires différentes que celles utilisées dans l'expérience. Contrairement à l'expérience où on a utilisé de l'air à température ambiante, la simulation était faite en prenant de la vapeur d'eau à haute température. En effet, la comparaison des résultats dimensionnels tels que la différence de pression ou bien le débit massique, n'est pas possible. Par contre, il est possible de comparer la variation du coefficient de décharge des deux résultats, étant donné qu'il est fonction seulement de la différence de pression adimensionnée. Il est attendu alors que, pour une même géométrie, le coefficient de décharge expérimental soit égal au coefficient de décharge numérique sur une même plage de la différence de pression adimensionnée.

La figure 3.12 montre une comparaison de la variation du coefficient de décharge entre le cas #4 de l'annexe A (numérique) et le cas #11 du chapitre 3 (expérimental). Ces deux cas présentent un même coefficient de contraction $\beta = 0,6$ et pratiquement le même rapport de forme $\delta \sim 1$. Les courbes montrent que le coefficient de décharge calculé numériquement concorde avec celui trouvé avec l'expérience. La concordance confirme ce qui a été attendu, c'est-à-dire, que le coefficient de décharge est seulement fonction de la différence de pression adimensionnée quel que soit le gaz utilisé. Cette conclusion est très importante vu que ces micro-débitmètres seront utilisés pour la mesure des débits de vapeur d'eau pour la caractérisation de la micro-turbopompe. En effet, les micro-débitmètres pourront être utilisés sans avoir recours à des éventuelles corrections et calibrations si l'écoulement satisfait la condition adiabatique.

Pour confirmer la validation de la simulation numérique, une autre étude numérique a été effectuée sur le cas #7 en utilisant de l'air à température ambiante, c'est-à-dire, aux mêmes conditions d'opération que l'expérience. La simulation a été faite par le co-auteur de l'article présenté en annexe A (Omri, M.). La figure 3.13 montre une comparaison entre le coefficient de décharge trouvé par la simulation numérique et celui trouvé par l'expérience pour le même cas #7 et avec les mêmes conditions opératoires. Nous pouvons observer que pour les deux résultats se concordent dans l'intervalle $0,06 \leq \frac{\Delta P}{P_1} \leq 0,3$ avec une faible différence dans les

valeurs mais qui rentre dans l'incertitude de mesure. Ces constatations viennent confirmer que le modèle utilisé dans la simulation numérique serait un bon moyen de conception pour ce type de micro-débitmètres.

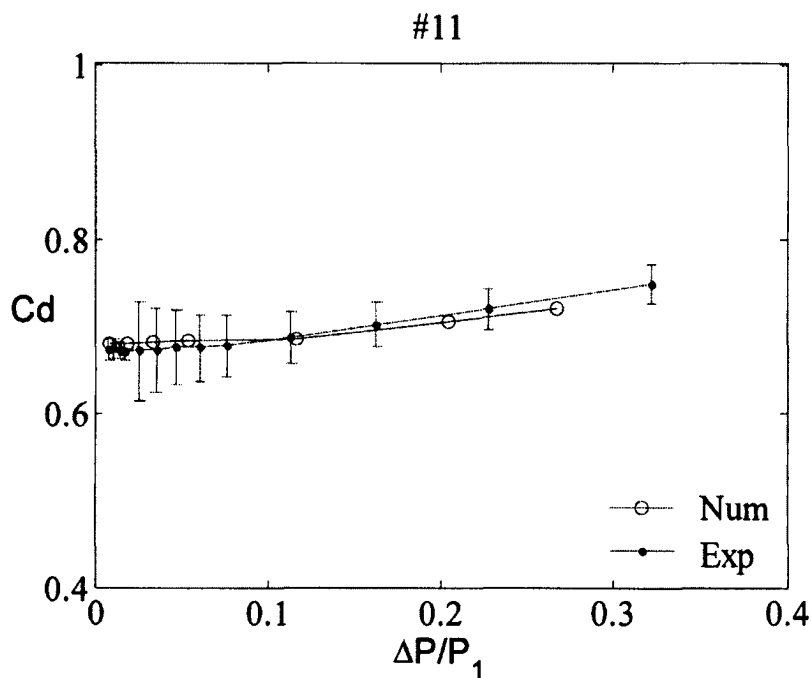


Figure 3-18 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques, #11

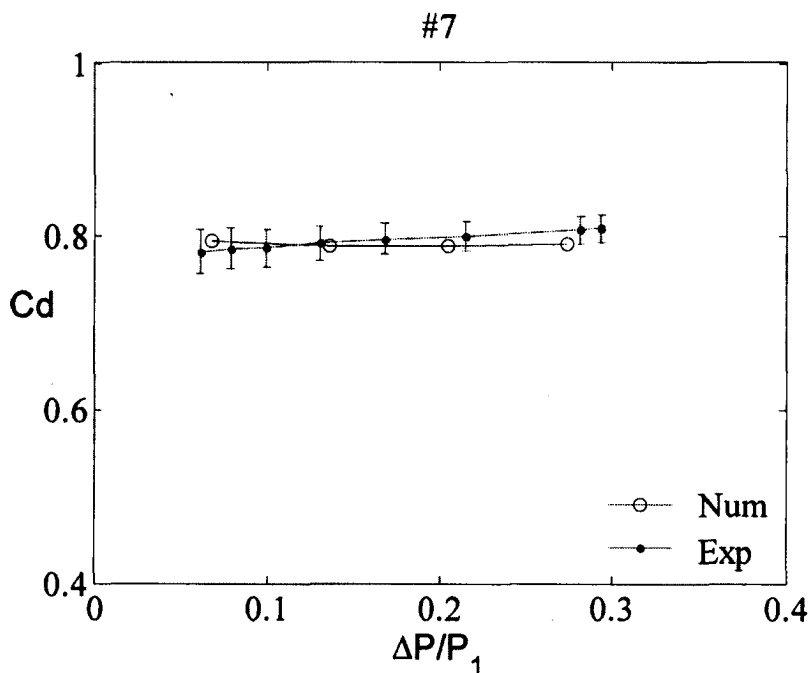


Figure 3-19 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques, #7

Conclusion générale

Sommaire

Ce travail a porté sur une étude de conception des micro-débitmètres à pression différentielle de type orifice plat et à section rectangulaire. Dans un premier volet, une étude analytique et numérique de cette méthode de mesure a été réalisée et elle est présentée en annexe A. L'étude numérique visait à combler le manque de d'informations sur la localisation optimale du point de mesure de pression en aval de l'orifice (localisation du *vena contracta*) et sur la validité des corrélations existantes du coefficient de décharge. Dans ce cadre, quatre micro-débitmètres à orifice plat avec différentes dimensions géométriques ont été étudiés. Les premières observations de l'étude numérique ont montré, tout d'abord, que la standardisation ASME concernant la mesure optimale à l'aval de l'orifice est applicable pour ces micro-débitmètres. Ceci a été démontré en analysant la localisation de la pression minimale (*vena contracta*), qui se positionne à environ $\frac{2}{3}b_c$ après l'orifice. Cette position diffère de la standardisation ASME qui dit que la localisation du *vena contracta* est observée à la position $b_c/2$. Cependant, cette différence représente seulement 0,4% d'erreur. En effet, cette standardisation est appliquée pour le reste de l'étude des micro-débitmètres, et ce, afin de comparer les résultats des micro-débitmètres avec les résultats des macro-débitmètres en utilisant des corrélations empiriques traditionnelles. Par la suite, une autre observation a démontré que les résultats de la simulation numérique ne concordent pas avec les résultats analytiques, faisant ainsi sortir un facteur correcteur appelé coefficient de décharge, C_d . Ce dernier a été comparé à d'autres coefficients de décharge calculés par les corrélations empiriques de Borutzky et Morrisson. Il s'est avéré qu'aucune de ces corrélations n'était valide pour ce type de micro-débitmètres rectangulaires qui présentent une dimension plane.

Le deuxième volet de ce travail portait sur l'étude expérimentale des micro-débitmètres à pression différentielle de type orifice plat à section rectangulaire. La fabrication de ces micro-débitmètres est effectuée aux salles blanches de l'Université de Sherbrooke. Le diamètre hydraulique des microcanaux varie entre 220 et 388 μm . La variation de la chute de pression en fonction du débit a été mesurée pour les 16 micro-débitmètres étudiés pour une plage de débit allant de 0,5 à 100 mg/s. Les résultats présentaient la même tendance de l'allure

observée dans les macro-débitmètres à organe déprimogène. Les résultats expérimentaux ont montré que le coefficient de décharge est une fonction du nombre de Reynolds pour des valeurs du coefficient d'expansion, Y , supérieures à 0,9. Pour des valeurs de Y inférieures à 0,9 où la compressibilité du fluide devient importante, le coefficient de décharge devient plutôt fonction de la différence de pression adimensionnée, $\frac{\Delta P}{P_1}$. Il a été remarqué aussi que le Cd peut être seulement dépendant de $\frac{\Delta P}{P_1}$ pour toutes les valeurs de Y . Des corrélations empiriques du coefficient de décharge en fonction de $\frac{\Delta P}{P_1}$ sont alors définies à partir des mesures expérimentales pour chaque micro-débitmètre. Par ailleurs, les résultats numériques de deux micro-débitmètres ont été comparés avec les résultats expérimentaux. Cette comparaison a permis de conclure que les résultats numériques étaient en accord avec les résultats de l'expérience.

Contributions

Le travail présenté dans ce mémoire a contribué, en premier lieu, à la mise en œuvre des micro-débitmètres qui peuvent être intégrés facilement dans l'installation de la micro-turbopompe et compatible pour mesurer des débits de gaz à hautes température et pression à l'ordre des mg/s. Les micro-débitmètres sont peu coûteux, utilisant seulement deux capteurs de pression : le premier pour mesurer la pression absolue et l'autre, pour mesurer la pression différentielle. De plus, la réussite de la microfabrication des micro-débitmètres a permis de définir une méthode de microfabrication simple et peu coûteuse qui peut être utilisée pour la microfabrication d'autres micro-débitmètres de ce genre. Toutefois, ces mêmes micro-débitmètres peuvent mesurer une variété de gaz et de conditions d'opération (P , T) étant donné que le coefficient de décharge est défini par un nombre adimensionnel, $\frac{\Delta P}{P_1}$, si l'hypothèse de l'écoulement adiabatique est respectée.

En deuxième lieu, dans ce travail, la démonstration, la caractérisation et la calibration des micro-débitmètres à pression différentielle de type orifice plat à section rectangulaire, ont été faites pour la première fois. En effet, ce travail a permis de mettre en place deux outils de design de ces micro-débitmètres, qui ont été validés expérimentalement, à savoir les corrélations empiriques du coefficient de décharge et la simulation numérique.

Finalement, le travail n'a pas seulement permis de concevoir des micro-débitmètres, mais il a aussi permis d'étudier l'écoulement dans les microcanaux rectangulaires munis d'une restriction. Cette contribution est intéressante, surtout puisque ce genre d'écoulement dans des géométries planaires est très souvent rencontré dans les microsystèmes fluidiques. Par exemple : les pertes de pression irréversibles à travers ce type de restriction se calculent facilement en utilisant la corrélation spécifique aux dimensions géométriques.

Perspectives

Le présent travail a fait ressortir plusieurs perspectives de recherche à entreprendre :

- Il serait avantageux d'étudier numériquement le phénomène du maximum observé dans l'allure du coefficient de décharge pour les micro-débitmètres #15 et #16 qui présentent des petits rapports $\frac{l_o}{Dh_o}$, afin d'avoir une meilleure compréhension.
- Les corrélations empiriques du coefficient de décharge qui sont définies dans cette étude, ont une plage d'application limitée (rapports de forme des micro-débitmètres compris entre 0,21 et 2,45). Afin d'élargir cette plage d'application, une simulation numérique en considérant d'autres géométries de micro-débitmètres, pourrait être menée étant donné que la méthode numérique a été validée par l'expérience.
- Les micro-débitmètres fabriqués dans ce travail fonctionnent avec une mesure de la différence de pression entre l'amont et l'aval (*vena contracta*) de l'orifice. En effet, il faut avoir un capteur de pression différentielle pour mesurer cette différence. Ce serait une excellente idée si un capteur de pression différentielle à piézorésistif serait microfabriqué et intégré sur la même puce des micro-débitmètres.
- La simulation numérique de ces types de micro-débitmètres a montré la présence des tourbillons en amont et aval de l'orifice. Il serait très intéressant de visualiser expérimentalement les écoulements de fluides à travers l'orifice afin de : a) valider les résultats numériques, b) bien comprendre la mécanique des fluides pour ce type d'écoulement.

ANNEXE A

ARTICLE DE CONFÉRENCE :

AN ANALYTICAL AND NUMERICAL STUDY OF RECTANGULAR ORIFICE PLATE MICRO- FLOWMETERS

A.1 Avant propos

Auteurs et affiliation :

A. Amnache : étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie,
Département de génie mécanique

M. Omri : professionnel de recherche, Université de Sherbrooke, Faculté de génie,
Département de génie mécanique

L. G. Fréchette : professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département
de génie mécanique

Date d'acceptation : 27 août 2010

État de l'acceptation : version finale publiée

Revue : 2010 International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE 2010).
American Society of Mechanical Engineering ASME

Référence : Amnache, A. (2010). An analytical and numerical study of rectangular orifice
plate micro-flowmeters. Dans Omri, M., Fréchette, L.G., *Proc. ASME Int'l Mech. Eng.
Congress and Expo. (IMECE 2010)*, volume 10, Vancouver, British Columbia, Canada,
November 2010, p. 659-665.

Titre français : Étude analytique et numérique des micro-débitmètres à orifice plat
rectangulaire

Contribution au document : Cet article contribue au mémoire en élaborant une étude analytique et numérique des micro-débitmètres à orifice rectangulaire. Cette investigation a permis de voir la faisabilité de ce type de micro-débitmètres avant d'entamer leur fabrication.

Résumé français

Cet article présente la conception et l'analyse des micro-débitmètres à pression différentielle, destinés pour mesurer de faibles débits de gaz (0.1-120 mg/s) avec des pressions statiques d'entrée allant de 1 à 4 bars. Le dispositif du micro-débitmètre est constitué d'une obstruction de type orifice plat dans un micro-canal rectangulaire et deux prises de pression statique en amont et en aval de l'orifice. La particularité de cet orifice est la petite taille à l'échelle des microns et la forme planaire en deux dimensions suivant la profondeur du micro-canal. Une série de micro-orifices est étudiée, avec un diamètre hydraulique allant de 200 à 465 μm et un nombre de Reynolds au niveau du microcanal inférieur à 7000. Les dimensions géométriques sont choisies afin d'avoir une différence mesurable ainsi que d'éviter le choc au niveau du micro-orifice. Le calcul de la différence de pression se fait à l'aide des équations analytiques et numériquement afin d'étudier l'écoulement et l'effet 3D. Le coefficient de décharge de chaque micro-débitmètre est déterminé par l'analyse numérique. Ce travail permettra de développer des micro-débitmètres pour être intégrés dans des micro-dispositifs chimiques et fluidiques où les débitmètres traditionnels ne peuvent pas être utilisés.

Mots clés : microfluidique, mesure, débitmètre, coefficient de décharge, chute de pression

A.2 Article sous forme manuscrite en anglais

An analytical and numerical study of rectangular orifice plate micro-flowmeters

Amnache A.¹, Omri M.², Fréchette L. G.³

Université de Sherbrooke, Department of Mechanical Engineering
2500, Boulevard de l'Université, Sherbrooke, QC, J1K2R1, Canada

ABSTRACT

The paper presents the design and analysis of differential pressure micro-flowmeter, for low flows of gases (0.1-120 mg/s) with different inlet pressure conditions (1-4 bars). The device consists of a planar micro orifice obstruction in a rectangular microchannel, with two pressure ports, upstream and downstream of the constriction. The particularities of this micro orifice is the small scale and the planar two-dimensional configuration, i.e. only in the width of the rectangular microchannel changes. A series of micro orifice sizes will be studied, with hydraulic diameters ranging from 200 to 465 μm and channel Reynolds numbers up to 7000. The geometric parameters of these micro orifices were determined to have a measurable pressure drop and to avoid choking. The calculation of the pressure drop through a micro orifice are represented using analytical equations, and modeled numerically using computational fluid dynamics to further investigate the flow patterns and 3D effects. The discharge coefficient is determined for each orifice micro-flowmeter by numerical analysis. This work aims to implement integrated mass flow measurements in micro chemical and fluidic devices that cannot use macroscopic mass flow meters, either due to their large volume, high cost, or inability to withstand harsh environments.

Keywords: microfluidics, measurements, flowmeter, discharge coefficient, pressure drop

I. Introduction

The growing development of the various applications in the areas of micro chemical systems, sensing systems, biotechnology and power MEMS (micro-electro-mechanical-system for energy conversion) raise the need for new instrumentation adapted to these applications, such as for the measurement of small flow rates of gases. The obstruction differential pressure flowmeter is one of the several methods for measuring flow and accounts for about half of all industrial flowmeters used at macroscale [Ahmadi and Beck, 2005]. The most common type is the orifice plate differential flowmeter, which presents a good candidate for miniaturization due to its simplicity and low fabrication cost compared with other solutions. The pressure differential measurement can be located away from the flow. In comparison, thermal micro-flowmeters have the disadvantage of a more complex fabrication process [Esashi, 1991] and difficulties in thermal insulation at microscale [Elwenspoek, 1999]. However, the microfabrication approach for miniaturization limits the range of geometries achievable and the small scale affects the flow behaviour. For microdevices implemented using photolithography and etching, the channels mostly take two-dimensional extruded-like shapes, as opposed to circular orifices at macroscale. The fluid flows through the micro-orifice will be three dimensional in nature and characterized by lower Reynolds numbers. The well defined conventional correlations and design equations that relate the flow rate to the pressure drop across the orifice at macroscale are therefore not expected to be valid. To provide such relations at microscale, recent research activities have aimed at characterizing the fluid flow behaviour through different micro-obstructions. One of the important parameters for flow through the micro-obstruction is the discharge coefficient C_d . [Mishra and Peles, 2005] experimentally studied incompressible and compressible flow through rectangular micro-orifices for hydraulic diameter between 21 to 57 μm . They observed, for incompressible flow, that the discharge coefficient rises with increasing Reynolds number and reaches a peak and constant value at a critical Reynolds number ($200 \leq Re_{cri} \leq 500$). The discharge coefficient was found to only be a function of the ratio of orifice area and channel area as $C_d = 0.5138 \frac{A_o}{A_c} + 0.5725$. For compressible flow the same authors [Mishra and Peles, 2005] observed that C_d rises rapidly as the pressure ratio between inlet and outlet of the orifice increased from unity and reaches a constant value for a pressure ratio equal to two, which

corresponds to choked flow. However, the evolution of the discharge coefficient below pressure ratios equal two was not characterized. [Ramamurthi and Nandakumar, 1999] studied experimentally the effect of the orifice diameter on a discharge coefficient for water flow through 300 to 2000 μm orifice diameter, and concluded that the orifice diameter influences the C_d , noting that smaller diameter orifices give higher discharge coefficients. [Jankovski *et al.*, 2008] observed that for the small orifice, the discharge coefficient does not only depend on the orifice diameter and Reynolds number, but also on the length of the orifice. This suggests that the fluid wall friction (Moody loss) in the orifice is not negligible.

Although multiple studies of the flow through micro-orifices can be found in the literature, the level of understanding of the flow and its parameterization are incomplete. There is no wide ranging correlation to predict the discharge coefficient for moderate Reynolds number, compressible flow in rectangular orifices, which is important and essential in the design and characterize of orifice plate restriction. The current study aims to provide the design basis for orifice micro-flowmeters for low flow rates of gases. This article starts by characterizing the behaviour of compressible fluid flow through the rectangular micro-orifice over a large Reynolds number range (from laminar to turbulent) and defines the value of discharge coefficient for each case using a comparison between the analytical result and numerical results. A set of four different rectangular orifice plate micro-flowmeters defined to cover the range of interest, which are analysed numerically with 3D CFD.

II. Orifice flow-meter approach

Consider the flow through an orifice, as shown in Figure A.1. Before the passage through the orifice (point 1). The fluid has a static pressure P_1 and average velocity V_1 . At the orifice entrance, the fluid is accelerated due to the reduction in flow area, leading to a reduction of static pressure. Point 2 represents the location of maximum of pressure drop, which corresponds to the *vena contracta*.

In compressible fluid, the theoretical general relation between the ideal mass flow and pressure drop ($\Delta P = P_1 - P_2$) based on the Bernoulli and the continuity equations, and assuming an isentropic process, is given by [Holman, 2001]:

$$\dot{m}_{id} = Y \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} A_o \sqrt{2\rho_1 \Delta P} \quad (A.1)$$

where \dot{m}_{id} is the ideal mass flow rate, ρ_1 is the fluid density at point 1, β is the square root of the ratio of orifice area, A_o , to channel area, A_c is the orifice area as:

$$\beta = \sqrt{\frac{A_o}{A_c}} \quad (A.2)$$

and Y is the expansion factor expressed for the adiabatic gas as [Doebelin, 2004]:

$$Y = \left\{ \frac{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} (1 - \beta^4) \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]}{\left[1 - \left(\beta^4 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} \right) \right] \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right)} \right\}^{0.5} \quad (A.3)$$

where k is the ratio of specific heats.

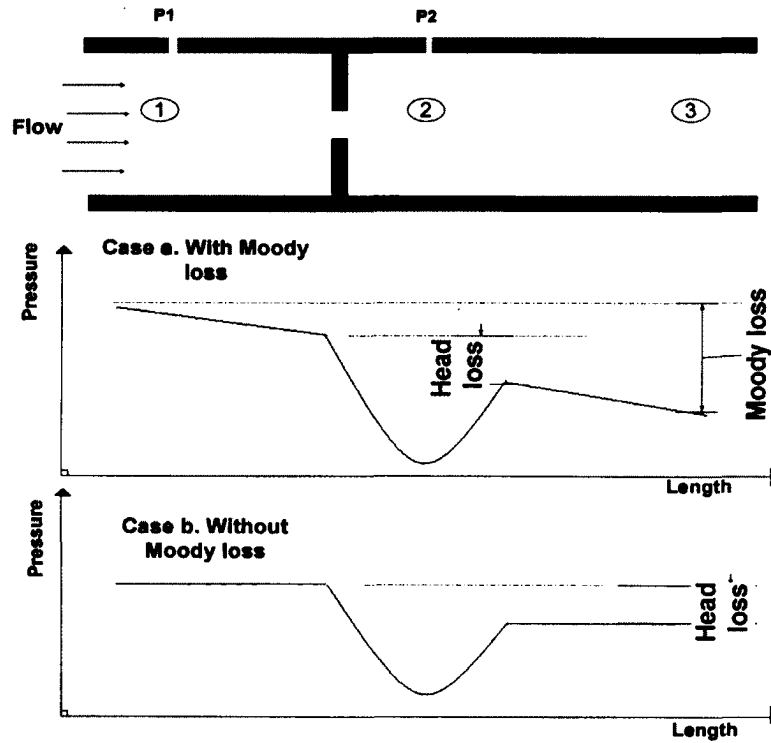


Figure A-1 Pressure drop through orifice

The mass flow rate calculated from the Eqn A.1 is the ideal value and must be corrected by the dimensionless discharge coefficient C_d , defined as the ratio of actual over ideal flow rates. Hence the compressible actual mass flow rate through the orifice obstruction is given by:

$$\dot{m} = C_d Y \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} A_o \sqrt{2\rho_1 \Delta P} \quad (\text{A. 4})$$

This equation can be written in the equivalent form :

$$\Delta P = K \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 \quad (\text{A. 5})$$

where K is a dimensionless coefficient that will be referred to as the *orifice flow factor* and is given by:

$$K = \frac{1 - \beta^4}{\beta^4 C_d^2 Y^2} \quad (\text{A. 6})$$

For the rectangular orifice plate micro-flowmeter, the available macroscale correlations for the discharge coefficient are not expected to be valid because the miniaturisation affects the flow behaviour and orifice shape. Instead of a circular shape, microfabricated orifices will tend to be rectangular and of same depth as the microchannel it is integrated into. The change of area at the orifice will be achieved by changing the channel width locally. Since the orifice is not axisymmetric, more geometric parameters will be needed to characterize the geometry and the flow will be three-dimensional in nature. In orifice micro-flowmeters, the Reynolds number range will also be lower than traditional device, spanning the range of laminar to turbulent flow. Not only can flow patterns through the orifice be affected, but pipe friction losses (Moody loss) are expected to become more important than at macroscale. The static pressure profile will therefore be a combination of friction losses (total pressure drop) and flow acceleration (dynamic pressure increase), as illustrated in Figure A.1.

III. Design of rectangular orifice micro- flowmeters

In order to study the effect of each dimensionless factors on the flow through the micro-flowmeter and to define the value of discharge coefficient for each, four rectangular orifice

micro-flowmeters are designed with different geometric dimensions. These dimensions are represented in Table A.1. Each micro-flowmeter is defined by two geometric factors β expressed in Eqn (A.2) and the orifice aspect ratio α given as:

$$\alpha = \frac{b_o}{\omega} \quad (\text{A. 7})$$

where β takes value 0.6 and 0.8 and α 0.5, 0.66, 1 and 7.25. Dh_c , Dh_o , b_c , b_o are respectively the channel hydraulic diameter, orifice hydraulic diameter, channel and orifice width.

Tableau A-1 Geometric parameters for micro-flowmeters

Devices #	$[\alpha, \beta]$	b_c (μm)	b_o (μm)	ω (μm)	l_o (μm)	Dh_c (μm)	Dh_o (μm)
1	[0.5,0.6]	555.5	200	400	111	465	267
2	[0.66,0.6]	555.5	200	300	111	390	240
3	[7.25,0.8]	2266	1450	200	453	368	351.5
4	[1,0.6]	555.5	200	200	111	294	200

The micro-flowmeters can be entrenched in a silicon chip formed by deep reactive ion etching of a channel with a restriction as the orifice. In order to measure the pressure difference, every device is equipped by two pressure ports, upstream and downstream of the restriction. The choice of the distance and localisation of these ports is taken in agreement with the American Society of Mechanical Engineers (ASME) standardization [Miller, 1996], which specifies the distance between the orifice and the upstream and downstream pressure ports to be respectively b_c and $b_c/2$. The validity and the accuracy of this location for this type of micro-orifice will be discussed later with the numerically results.

The length l_o of the micro-orifice typically minimized to reduce the pressure drop due to friction in the orifice and maintain a linear response. In practice, a minimal thickness is required to maintain structural integrity during etching and operation. To evaluate the minimum thickness to prevent fracture of the orifice plate due to fluid forces, stress is evaluated in each micro-orifice structure by considering it as a bending beam. We assume small deflections of the wall, distributed load on the wall, and neglected clamping at the top and bottom of the orifice plate, yielding :

$$l_o \geq \sqrt{\frac{3P_1 L^2 s}{\sigma_c}} \quad (2.8)$$

where, s is the safety coefficient, σ_c is the ultimate stress of silicon and L is the width of one orifice edge. Actual width in Table A.1 is chosen according to this limit.

IV. Numerical analysis of flow through the micro-flowmeters

The coupled elliptic partial differential equations describing the flow field are discretized with the finite volume method.

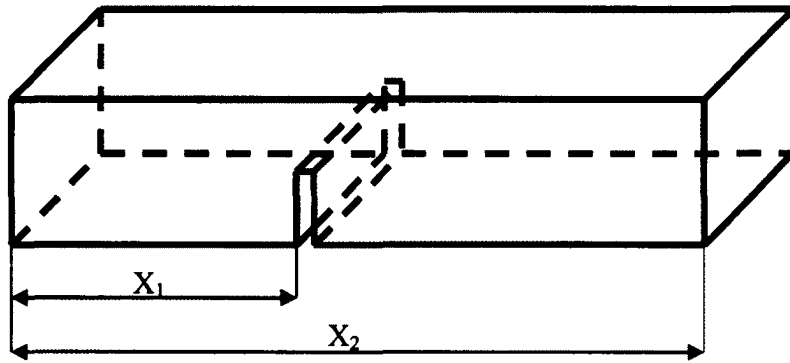


Figure A-2 Schematic domain used in the numerical simulation of the flow through a quarter rectangular orifice

Second order central discretization is used for terms. Only the quarter of the considered channel is calculated taking advantage of the inherent symmetries (Figure A.2). The Hexahedral staggered grid is non-uniform in all directions: it is finer near the walls where gradients are more important. Grid independence was tested by monitoring the variables and residuals during the iteration process and by doubling and tripling the non-uniform grid in each direction. Hence the final used grids for the cases #4 with $X_1=3$ mm, $X_2=13$ mm, and #3 with $X_1=3$ mm, $X_2=8$ mm are $200 \times 60 \times 40$ and $300 \times 80 \times 40$ respectively. Convergence is declared when the cumulative residuals for all conservation equations are less than at least 10^{-8} .

Since the channel Reynolds number is expected to exceed 7000, turbulence modeling could affect the numerical predictions. To evaluate this effect, “three-equations” models were

considered: 1) the standard k- ϵ by [Launder and Spalding, 1974] (denoted as ‘k ϵ s’) coupled to a wall function correction, 2) the renormalisation group model kRNG [Yakhot and Orsag, 1986], and 3) the SST k- ω model of Menter [Menter *et al.*, 2003] under the same conditions (device 3 with $Re_c=7300$, $\dot{m}=120$ mg/s, $P_{outlet}=3.09$ bar). As indicated in Figure A.3, the static pressure profiles at the three key positions (P_1 , orifice, and P_2) are the same for all models, with an error of 2%. All results presented in the following sections are with the standard k- ϵ model associated to a wall correction.

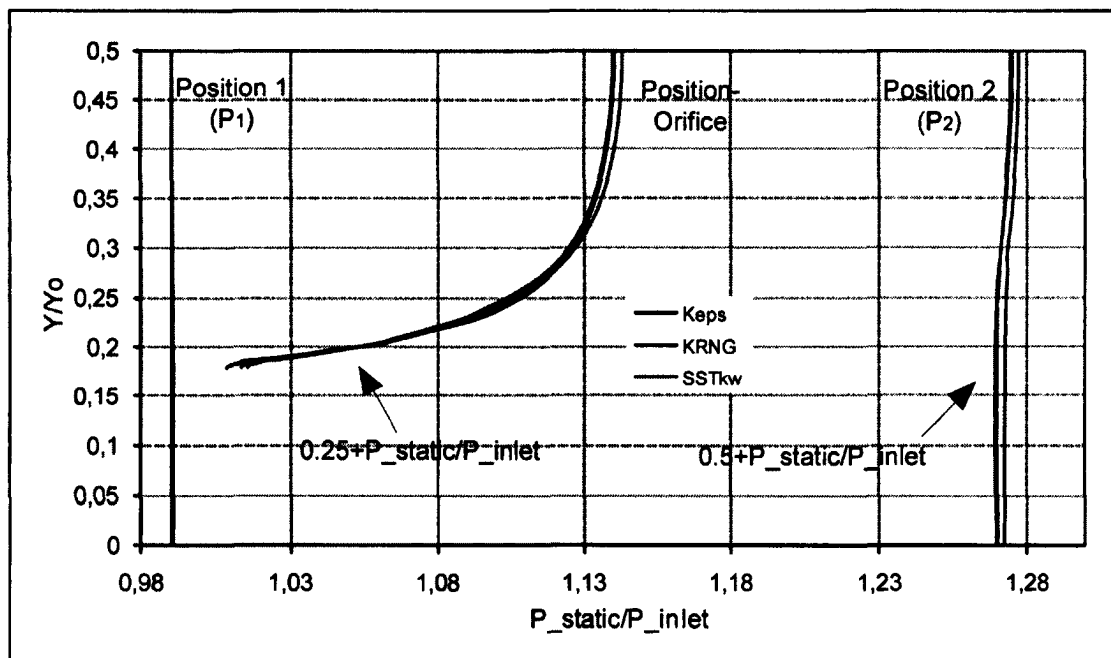


Figure A-3 Normalised static pressure profiles across the channel at three different positions: P_1 , orifice, and P_2 , for three different models (Standard k- ϵ , kRNG and SST k- ω)

V. Results and discussions

The characteristics of the flow through the rectangular orifice plate micro-flowmeter have been evaluated using CFD for two geometries and over a range of operating conditions.

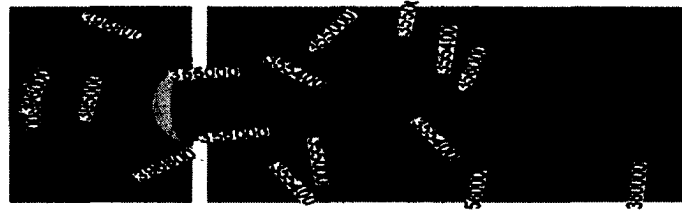
Pressure distribution

Figure A.4 gives the predicted static pressure in the orifice micro-flowmeters for two different devices. The static entrance pressure is 4 bars. All cases show that the choice of $b_c/2$ for

measuring the minimum of the static pressure does indeed correspond to a location of lower pressure, as expected in a vena contracta. We also notice that the minimal pressure along the central axis also corresponds to the lowest pressure location along the wall, where the pressure tap is located.



(a) Device #3, 80 mg/s



(b) Device #4, 12 mg/s

Figure A-4 Static pressure contours in the symmetric plane (upstream and downstream regions have been truncated)

To better evaluate the appropriateness of the vena contracta location, figure A.5 shows the variation of the pressure along the center axis of the micro-flowmeter #3 with 13 mm length; the orifice is situated at 3 mm of the entrance. It can be determined that the average minimum of the pressure is located at 1.5 mm downstream of the orifice, which corresponds to $0.66 b_c$. Thus, this is slightly different with the chosen distance of $b_c/2$, but the difference in pressure between these locations is small (evaluated as 0.4%). Therefore, measuring the downstream pressure at $b_c/2$ is appropriate.

The pressure profile also highlights the importance of the Moody loss that was depicted in Figure A.5. In addition to the pressure variation due to the orifice, we notice a linear pressure drop along the channel that increases with mass flow. At low Reynolds numbers, the Moody loss was expected to be more important than in macro-scale flowmeters.

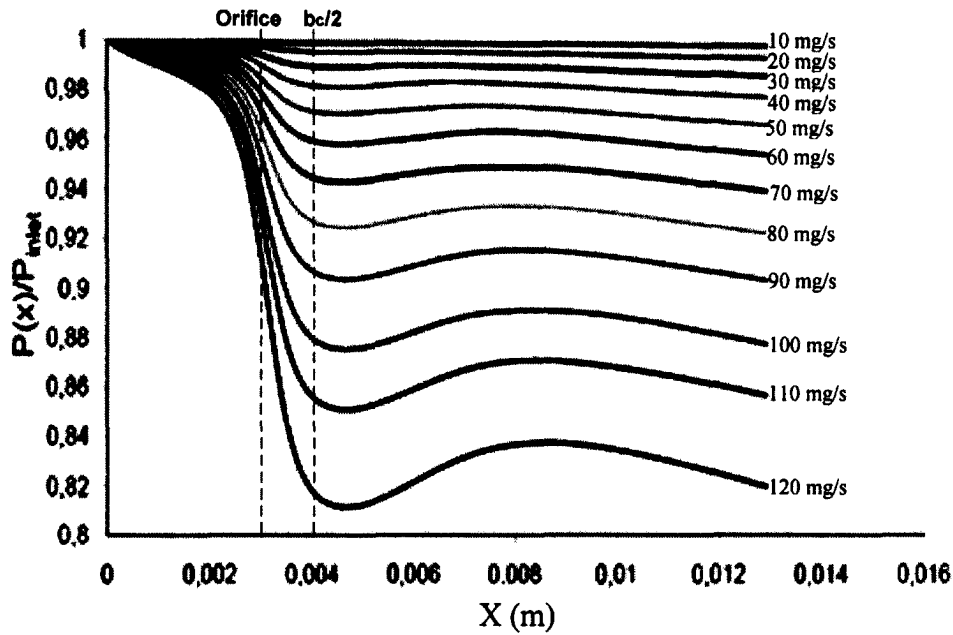
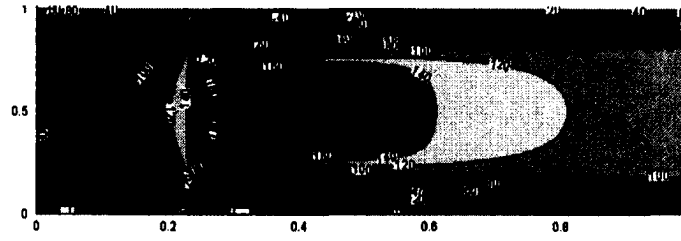


Figure A-5 Normalized static pressure variation along the micro-flowmeter #3

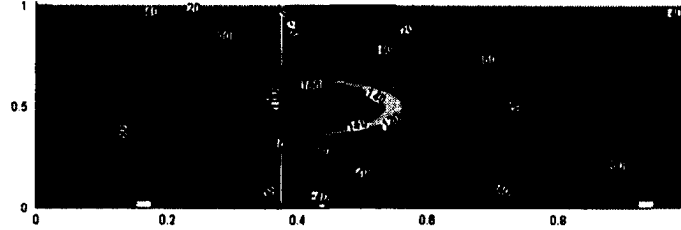
Velocity distribution

Figure A.6 shows the velocity magnitude contours for the same two devices, #4 and #3, although shown for a longer axial extend than the pressure fields shown in Figure A.4. As expected, the flow is accelerated through the micro-orifice obstruction and downstream. Furthermore, the recirculation zone is observed downstream of the micro-orifice, characterized by negative velocities.

The center of the recirculation zone, which corresponds to the minimum of pressure and maximum of velocity, is situated for both cases at around $b_c/2$ downstream of the micro-orifice, which agrees approximately with the results obtained in macroscales. Depending on the operating regime, the recirculation zone can be somewhat elongated.



(a) micro-flowmeter #3, 80 mg/s



(b) micro-flowmeter #4, 12 mg/s

Figure A-6 Velocity magnitude contours in symmetric plane

Pressure difference

Figure A.7 gives the pressure difference that would be measured across the micro-orifice versus flow rate for the micro-flowmeters #3 and #4. The CFD results are shown along with predictions for ideal flow (Eqn A.1, no discharge coefficient) and for real flow with orifice losses by using established correlations for discharge coefficient and Eqn A.4. For sake of evaluation, two discharge coefficient correlations available for macroscale orifice plate flowmeters are selected, developed by [Borutzky *et al.*, 2002], and [Morrison *et al.*, 2003]:

$$Cd_{Borutzky} = \frac{0.61\sqrt{Re_o}}{\sqrt{Re_o} + \sqrt{Re_t}} \quad (A.9)$$

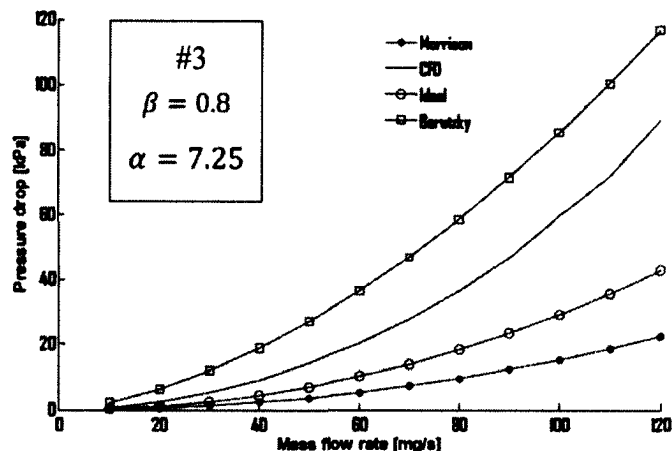
$$Cd_{Morrison} = \frac{0.4}{\beta^{1.325}} + Eu \cdot 0.072 \quad (A.10)$$

$$Eu = \frac{2\Delta P}{\rho_1 V_1^2} \quad (A.11)$$

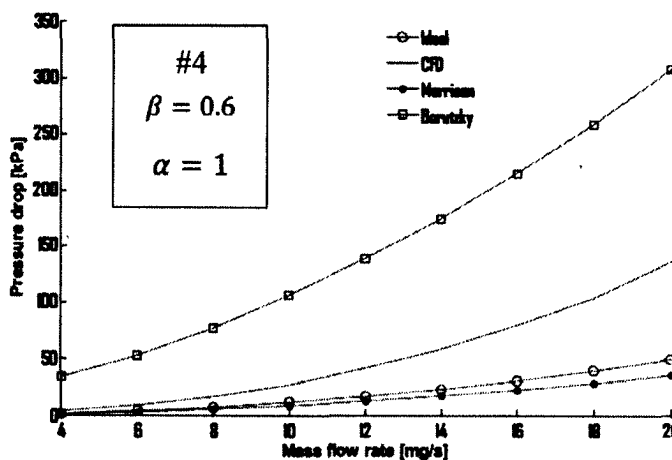
where Re_t is Reynolds number at transition and Re_o is Reynolds number in the orifice.

At a given flow rate, the analytical pressure drop using Eqn A.1 is significantly smaller than other predictions of pressure drop through the micro-flowmeter with the same dimensions,

except Morrison. Moreover, the trends are similar but there is no agreement between the CFD predictions and the existing correlations. We conclude that the correlations of discharge coefficient are not valid for flow through rectangular micro-orifice in this range of operation. We expect that Cd should be a function of more than just Re_c and β , but also the other geometric factors (such as α) and Mach number, and account for Moody loss.



(a) micro-flowmeter #3

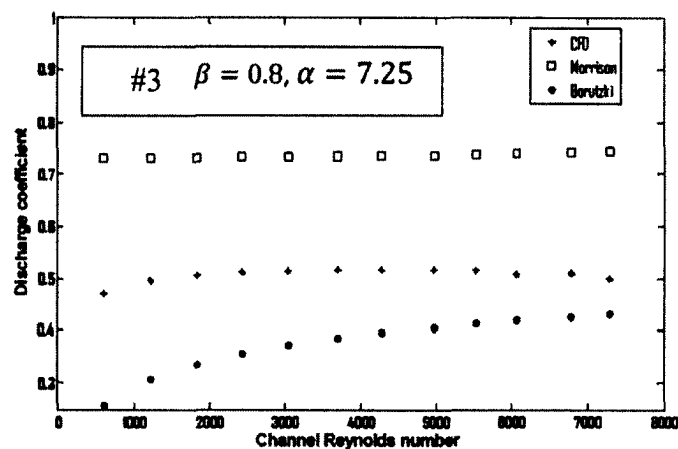


(b) micro-flowmeter #4

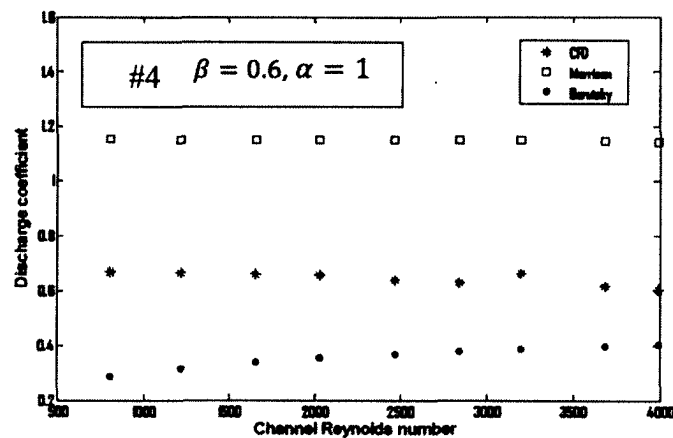
Figure A-7 Pressure drop versus mass flow rate through the micro-orifice

Discharge coefficient

The discharge coefficient from CFD predictions is shown in Figure A.8 to be reasonably constant over the range of Reynolds for both micro-flowmeters, at values of $Cd \sim 0.5$ for device #4 and $Cd \sim 0.65$ for device #3. In fact, the discharge coefficient is mostly affected by the geometry. However, the influence of the ratio β on the discharge coefficient is not in agreement with the trends at macroscale, for which the Cd decreases with increasing β ratio. For the micro-orifice, the results show an opposite trend where the Cd increases with decreasing ratio β at the same Reynolds.



(a) micro-flowmeter #3



(b) micro-flowmeter #4

Figure A-8 Discharge coefficient versus channel Reynolds number

The second geometric parameter is α , the orifice aspect ratio. To isolate its effect on the discharge coefficient, device #4 are compared with #1 and #2 of which the contraction coefficient, β , is the same and at the same Reynolds number of $Re_c = 4000$. The calculated discharge coefficients are 0.57, 0.60, and 0.68 respectively for α of 1 (#4), 0.66 (#2), and 0.50 (#1). The discharge coefficient is therefore found to increase with decreasing α . This is expected since as the channel height becomes more important (lower α), the top and bottom walls of the channel become less important and the 3D losses are less prevalent. By contrast however, the velocity profiles are not affected by the variation of the geometric aspect ratio α , as shown in figure A.9 were represents the longitudinal velocity V_x distribution on the half with of micro-channels at $b_c/2$ for these three cases #1, #2 and #4.

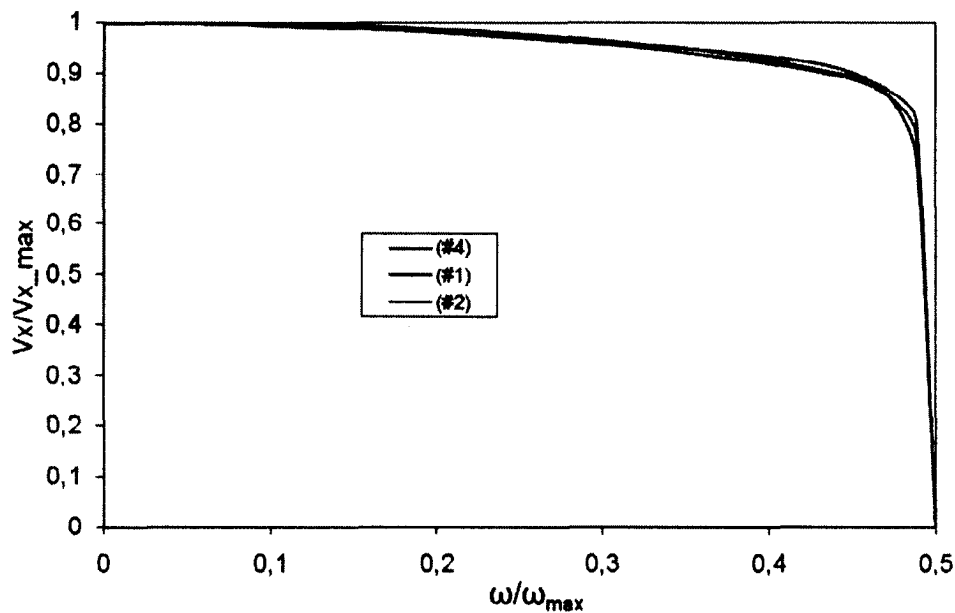


Figure A-9 Velocity profiles at $b_c/2$ on half width of micro-channels

VI. Conclusion

A non-traditional rectangular micro-orifice flowmeter configuration has been defined and numerically investigated, leading to a set of four devices design that span the range of important geometric parameters. The general flow patterns are similar to conventional orifice plates, with no unexpected flow structures in the range of Reynolds numbers up to 7000. The results confirmed that, the same in macroscale, measuring the downstream minimum pressure at $b_c/2$ that correspond to the venna contracta is appropriate. The contributions of viscous

(Moody) channel losses at small scale become important, leading to an additional linear pressure drop superimposed in the orifice pressure profile. For the micro-flowmeters studied, the discharge coefficient is not appreciably affected by the Reynolds number, and takes a nearly constant value of $C_d = 0.50$ for device #3 and $C_d = 0.65$ for device #4. Furthermore, for these rectangular orifice plate micro-flowmeters, the discharge coefficient is not only a function of β , the contraction ratio, but also α , the orifice aspect ratio. It was shown that C_d increases with decreasing α , as the end walls become less important.

These results have been sufficient to conclude that the correlations of the discharge coefficient used in macroscale for the circular orifice plates are not appropriate for the microscale rectangular orifice considered here. Thus, it is essential to develop and correlate an empirical equation of the discharge coefficient for this type of flow in order to have a more accurate discharge coefficient for the design of micro-flowmeters. In fact, dimensional analysis of the flow will be developed that helps define the parameters to vary in the numerical and experimental investigations, and will be a useful tool for developing prediction correlations for this type of flow.

ANNEXE B

MODÉLISATION ANALYTIQUE DES MICRO-DÉBITMÈTRES THERMIQUES

B.1 Introduction

L'annexe présente une deuxième proposition pour la mesure des faibles débits de fluide à haute température, et particulièrement de la vapeur d'eau dans l'installation micro-turbopompe à vapeur. En première partie, une description générale de la technique de mesure est effectuée en définissant la géométrie du modèle, les hypothèses de calcul et les conditions aux limites. Par la suite, l'écoulement à travers le micro-débitmètre thermique est modélisé. Enfin, une étude paramétrique de ce type de mesure est présentée suivie par une étude de cas sur le besoin en débitmètres de l'installation micro-turbopompe.

B.2 Description du système de mesure et géométrie du modèle

La méthode consiste à mesurer le débit d'un écoulement de fluide dans une conduite en introduisant un flux de chaleur constant et uniforme sur toute la surface de chauffage et en mesurant l'augmentation de température (Figure B.1). Afin de faciliter la microfabrication (photolithographie et gravure DRIE), la conduite prend une géométrie rectangulaire. En fixant la densité de chaleur sur les côtés hauts et bas de la conduite, la variation du débit du fluide engendre une variation de la différence de température du fluide entre l'entrée et la sortie. En mesurant cette différence de température du fluide et en connaissant la puissance transférée au fluide, le débit massique peut être calculé. Afin de minimiser l'incertitude sur la mesure, c'est la température à la surface du canal qui est mesurée et non pas la température du fluide.

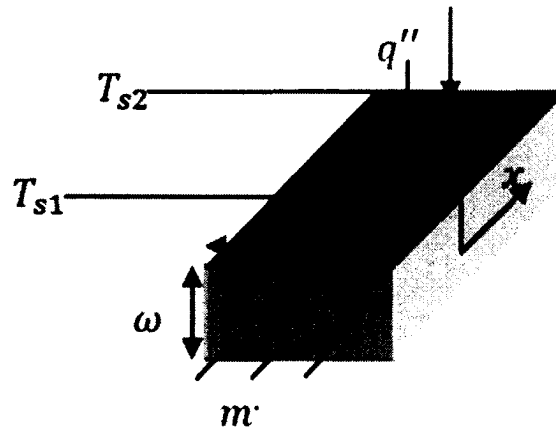


Figure B-1 Schéma du micro-débitmètre thermique

B.3 Hypothèses de calcul

Afin de simplifier les calculs, plusieurs hypothèses et conditions sont prises en compte:

- Régime d'écoulement laminaire stationnaire
- Rapport de forme ε supérieur à 10 qui est défini comme étant le rapport entre la largeur sur la profondeur de la conduite. L'écoulement peut être considéré bidimensionnel. Le profil de vitesse, dans ce cas, est le même que dans un écoulement Poiseuille entre deux plaques horizontales [Zheng et Silber, 2008]
- Écoulement incompressible. Pour satisfaire cette hypothèse, une limitation du nombre de Mach est nécessaire. L'écoulement peut être considéré comme incompressible si le nombre de Mach ne dépasse pas 0,3 [White, 1999]
- Convection forcée pure. La convection naturelle est négligée ainsi que la conduction axiale dans la direction de l'écoulement par rapport à la conduction radiale
- Forces de volume négligées
- Écoulement unidimensionnel, hydrodynamiquement et thermiquement développé
- Les propriétés du fluide sont constantes
- Fluide Newtonien

B.4 Problème hydrodynamique

B.4.1 Équation de continuité

L'équation de conservation de masse pour ce type d'écoulement et unidimensionnel et stationnaire est donnée comme suit :

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (\text{B. 1})$$

Ce qui signifie que la composante de vitesse u est indépendante de x . Cependant, la vitesse u est dépendante de y , $u = u(y)$.

B.4.2 Équation de conservation de la quantité de mouvement

L'application des hypothèses de l'écoulement et la simplification des équations de Navier-Stokes donnent les équations suivantes :

$$\text{suivant } x : \quad \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{\partial p}{\partial x} \quad (\text{B. 2})$$

$$\text{suivant } y : \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (\text{B. 3})$$

L'équation B.3 implique que la pression ne dépende pas de la direction y . Elle est dépendante de la direction x de l'écoulement. En effet, le terme $\frac{\partial p}{\partial x}$ est constant qui est à déterminer par la suite.

B.4.3 Conditions aux limites

Pour déterminer le profil de vitesse de l'écoulement dans la conduite, nous considérons les conditions d'adhérence à la paroi suivantes :

$$y = \pm \frac{\omega}{2}, \quad u = 0 \quad (\text{B. 4})$$

B.4.4 Expression analytique du profil de vitesse

Le développement de l'équation B.2 avec l'application des conditions aux frontières, le profil de vitesse est donné par l'équation suivante :

$$u(y) = -\frac{\omega^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \left[1 - 4 \left(\frac{y}{\omega} \right)^2 \right] \quad (\text{B. 5})$$

Le profil de vitesse est parabolique et caractérisé par une vitesse maximale u_{max} à $y = 0$.

La vitesse moyenne de l'écoulement est définie comme suit [White, 1999]:

$$u_m = \frac{1}{\omega} \int_{-\frac{\omega}{2}}^{+\frac{\omega}{2}} u(y) dy \quad (\text{B. 6})$$

$$u_m = -\frac{\omega^2}{12} \frac{dp}{dx} \quad (\text{B. 7})$$

En remplaçant l'équation B.7 dans l'équation B.5, le profil de vitesse de l'écoulement dans une section est donné par l'expression suivante :

$$u(y) = -\frac{3}{2} u_m \left[1 - 4 \left(\frac{y}{\omega} \right)^2 \right] \quad (\text{B. 8})$$

B.5 Problème thermique

B.5.1 Équation d'énergie

La forme générale de l'équation d'énergie pour un écoulement bidimensionnel stationnaire est donnée par l'équation suivante :

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = -p \text{div} \vec{V} + \gamma \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \Phi \quad (\text{B. 9})$$

Φ , est le terme de la dissipation visqueuse qui est non négligée pour de faibles nombres de Reynolds et qui est exprimée pour un écoulement bidimensionnel sous la forme suivante :

$$\phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left[\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right]^2 \quad (\text{B. 10})$$

Le terme $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$ est égal à zéro puisque le terme $\frac{\partial T}{\partial x}$ est égal à une constante (écoulement thermiquement développé). En effet, le profil de température n'est pas fonction de la direction x le long du canal. Ainsi, le profil de température, à une section donnée, est une fonction uniquement de la hauteur y , $T = T(y)$.

B.5.2 Conditions aux limites

Afin de résoudre l'équation de l'énergie, deux conditions aux limites sont posées :

$$y = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \text{ (symétrie)} \quad (\text{B. 11})$$

$$y = \pm \frac{\omega}{2}, \quad T(y = \pm \frac{\omega}{2}) = T_s \quad (\text{B. 12})$$

B.5.3 Expression analytique du profil de température

En faisant un bilan thermique dans un volume de contrôle d'une longueur dx , pour un flux de chaleur constant et pour un écoulement développé, donne l'expression suivante :

$$q'' PP_{th} dx + d\dot{E}_\mu = m \cdot cp dT_m(x) \quad (\text{B. 13})$$

Le terme $d\dot{E}_\mu$ représente l'énergie due à la dissipation visqueuse et elle est exprimée par l'expression suivante :

$$d\dot{E}_\mu = \int \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 d(\text{vo}) \quad (\text{B. 14})$$

En substituant la vitesse exprimée par l'équation B.8, l'énergie de dissipation visqueuse s'écrit de la manière suivante :

$$d\dot{E}_\mu = 12 \mu u_m^2 \alpha dx \quad (\text{B. 15})$$

où ε est le rapport de forme du canal qui est défini comme le rapport entre la largeur du canal b_c sur sa profondeur ω :

$$\varepsilon = \frac{b_c}{\omega} \quad (\text{B. 16})$$

En remplaçant l'expression de l'énergie de dissipation visqueuse dans l'expression du bilan thermique, le gradient de la température moyenne du fluide entre l'entrée et la sortie du volume de contrôle s'écrit comme suit :

$$\frac{dT_m(x)}{dx} = \frac{q'' PP_{th} + 12 \mu u_m^2 \varepsilon}{\rho u_m A_c cp} \quad (\text{B. 17})$$

où PP_{th} est le périmètre chauffé, qui égal à deux fois la largeur du canal b_c étant donné que dans le cas étudié, le fluide est chauffé par seulement deux côtés du canal, soit le haut et le bas :

$$PP_{th} = 2b_c \quad (\text{B. 18})$$

où A_c est la section de passage du fluide calculée par l'équation suivante :

$$A_c = \omega b_c \quad (\text{B. 19})$$

et q'' est le flux de chaleur [W/m^2] constant sur les deux côtés du canal.

La résolution et la simplification de l'équation B.9 donnent le profil de température en fonction de la hauteur y exprimé dans l'équation B.20. Ce profil de température est pour un canal rectangulaire chauffé de deux côtés suivant la largeur.

$$T(y) = - \left[\frac{q''}{\gamma \omega^3} + \frac{18 \mu u_m^2}{k \omega^4} \right] y^4 + \left[\frac{3q''}{2\gamma \omega} + \frac{9 \mu u_m^2}{\gamma \omega^2} \right] y^2 - \frac{9 \mu u_m^2}{8k} - \frac{5q'' \omega}{16\gamma} + T_s \quad (\text{B. 20})$$

où T_s est la température à la surface du côté chauffé du canal dans la même section du profil de température.

D'une autre manière, en introduisant le nombre adimensionnel de Brinkman défini comme étant le rapport de l'énergie des forces visqueuses dissipées sur l'énergie transférée par la conduction thermique [Pinho et Oliveira, 1999]. Ce nombre adimensionné s'exprime par :

$$Br = \frac{\mu u_m^2}{q'' Dh_c} \quad (B.21)$$

L'équation du profil de température adimensionnée θ s'écrit de la manière ci-dessous en fonction du nombre de Brinkman et de rapport de forme du microcanal:

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{\gamma [T(y) - T_s]}{q'' Dh_c} \\ &= \left[-\frac{9Br}{8} + \frac{1}{32} \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon} \right) \right] \left(\frac{2y}{\omega} \right)^4 + \left[\frac{9Br}{4} + \frac{3}{16} \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon} \right) \right] \left(\frac{2y}{\omega} \right)^2 - \frac{9Br}{8} \\ &\quad - \frac{5}{32} \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon} \right) \end{aligned} \quad (B.22)$$

B.5.4 Température moyenne, coefficient de transfert convectif et nombre de Nusselt

La température moyenne du fluide est déterminée en remplaçant le produit du profil de température (équation B.20) et le profil de vitesse (équation B.8) dans l'équation suivante :

$$T_m = \frac{1}{u_m A_c} \int_{-\frac{\omega}{2}}^{\frac{\omega}{2}} u(y) T(y) b_c dy \quad (B.23)$$

Après calcul et réarrangement, la température moyenne du fluide peut être exprimée en fonction de la température à la surface et la densité de chaleur. Pour un canal chauffé de deux côtés, l'équation de la température moyenne est :

$$T_m = T_s - \frac{108 \mu u_m^2}{140 \gamma} - \frac{17 q'' \omega}{70 \gamma} \quad (B.24)$$

En combinant l'équation de la température moyenne B.24 avec la relation de Newton définie comme :

$$q'' = hc (T_s - T_m) \quad (B.25)$$

Le coefficient de transfert par convection hc est défini par la relation suivante :

$$hc = \frac{1}{\frac{17 \omega}{70 \gamma} + \frac{108 \mu u_m^2}{140 q'' \gamma}} \quad (\text{B. 26})$$

Le nombre de Nusselt Nu s'exprime de la façon suivante :

$$Nu = \frac{hc Dh_c}{\gamma} = \frac{1}{\frac{17 \omega}{70 Dh_c} + \frac{108 \mu u_m^2}{140 q'' Dh_c}} \quad (\text{B. 27})$$

En remplaçant le terme de Brinkman dans l'équation B.27, le nombre de Nusselt dans un microcanal rectangulaire chauffé de deux côtés et pour un écoulement entièrement développé, s'écrit :

$$Nu_{2c} = \frac{1}{\frac{17}{140} \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon} \right) + \frac{108 Br}{140}} \quad (\text{B. 28})$$

Pour un rapport de forme qui tende vers l'infini, le nombre de Nusselt de l'équation B.28 concorde avec le résultat trouvé par Schlichting [Pinho et Oliveira, 1999] qui définit le nombre de Nusselt pour un écoulement entre deux plaques planes chauffées par un flux constant par l'équation suivante :

$$Nu_{Sch} = \frac{140}{17 + 108 Br} \quad (\text{B. 29})$$

Pour un microcanal chauffé avec un flux de chaleur constant sur les quatre côtés du microcanal, le périmètre chauffé se calcule comme suit :

$$PP_{th} = 2(b_c + \omega) \quad (\text{B. 30})$$

Ainsi que le nombre de Nusselt est représenté par l'équation suivante :

$$Nu_{4c} = \frac{1}{\frac{17}{140} \left(\frac{\varepsilon^2 + 2\varepsilon + 1}{\varepsilon^2} \right) + \frac{108 Br}{140}} \quad (\text{B. 31})$$

Étant donné qu'une des conditions aux limites prises en compte au début est une condition de symétrie, le nombre de Nusselt ne peut pas être exprimé pour un chauffage à flux constant sur un seul ou trois côtés du microcanal.

B.5.5 Expression analytique pour le calcul du débit massique

Pour un écoulement en régime permanent et développé, l'équation B.17 peut être exprimée d'une autre façon, soit avec les températures à la surface chauffée au lieu des températures moyenne du fluide :

$$\frac{dT_s(x)}{dx} = \frac{q'' PP_{th} + 12 \mu u_m^2 \varepsilon}{\rho u_m A_c cp} \quad (B.32)$$

L'intégration de cette équation sur toute la longueur du canal et après réarrangement, nous donne une équation de deuxième degré du débit massique \dot{m} :

$$\frac{12 \mu \varepsilon}{\rho^2 A_c^2} \dot{m}^2 - \frac{\Delta T_s}{\Delta x} cp \dot{m} + 2 q'' b_c = 0 \quad (B.33)$$

Le débit massique du fluide peut se calculer à l'aide de cette équation. Ce débit est en fonction de la différence de température de surface ΔT_s entre l'entrée et la sortie du canal. Δx est la distance entre les deux prises de mesure de température. Pour que l'équation B.33 permette une solution, le discriminant doit être supérieur ou égale à zéro. En effet, cette condition est nécessaire pour avoir une bonne mesure qui n'est pas biaisée. La distance maximale entre les deux points de mesure est donnée alors par l'équation B.34 :

$$\Delta x \leq \frac{\Delta T_s cp}{\sqrt{\frac{96 \mu \varepsilon q'' b_c}{\rho^2 A_c^2}}} \quad (B.34)$$

Afin de bien étudier ce présent modèle et d'avoir des résultats plus généraux pour ce type de débitmètres, l'équation B.33 est transformée en écriture adimensionnée par l'équation B.35 qui met en évidence le nombre de Brinkman, Br , défini précédemment, le nombre de

Reynolds, $Re = \frac{\rho u_m D h_c}{\mu}$, le nombre de Prandtl, $Pr = \frac{\mu c_p}{\gamma}$, ainsi que des paramètres géométriques.

$$\theta' = \frac{\gamma \Delta T_s}{q'' D h_c} = 48 Br \left(\frac{\varepsilon^2}{\varepsilon^2 + 2\varepsilon + 1} \right) \left(\frac{\Delta x}{Re Pr D h_c} \right) + 2 \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon + 1} \right) \left(\frac{\Delta x}{Re Pr D h_c} \right) \quad (B.35)$$

B.6 Conditions d'application du modèle

La présente étude du micro-débitmètre thermique est un modèle très simplifié. Afin que ce modèle satisfasse les hypothèses prises au début, trois conditions sont posées :

B.6.1 Condition 2D vs. 3D

Le modèle étudié est un écoulement Poiseuille, c'est-à-dire un écoulement unidimensionnel entre deux plaques planes. Ce qui n'est pas le cas en réalité puisque nous sommes en présence d'un canal rectangulaire. Cependant, en général, un tel écoulement peut être considéré comme un écoulement Poiseuille si le rapport de forme $\varepsilon \geq 10$ [Zheng et Silber, 2008].

B.6.2 Condition de la longueur de développement hydrodynamique et thermique

Étant donné que le modèle était simplifié par l'hypothèse d'un écoulement qui est complètement développé entre les deux prises de mesure de température ($T_{s1} - T_{s2}$), il serait très nécessaire de connaître la longueur de développement à la fois hydrodynamique et thermique afin de savoir à quelle distance la première mesure de température sera localisée. En effet, il faut choisir la plus grande longueur entre la distance de développement thermique et de développement hydrodynamique.

Dans la littérature, plusieurs études portant sur le domaine de transferts de chaleur et de la mécanique des fluides dans les microcanaux ont été réalisées. Lee et Garimella [2006] ont étudié la longueur de développement thermique, Z_{th} , dans un microcanal rectangulaire pour une gamme de rapports de forme compris entre $1 \leq \varepsilon \leq 10$ mettant en place la corrélation B.36 pour le calcul de cette région d'entrée.

$$\begin{aligned}
Z_{th}^* &= \frac{Z_{th}}{Re Pr Dh_c} \\
&= -1,275 \times 10^{-6} \varepsilon^6 + 14,709 \times 10^{-5} \varepsilon^5 - 6,902 \times 10^{-4} \varepsilon^4 + 5,014 \\
&\quad \times 10^{-3} \varepsilon^3 - 1,769 \times 10^{-2} \varepsilon^2 + 1,845 \times 10^{-2} \varepsilon + 5,691 \\
&\quad \times 10^{-2}
\end{aligned} \tag{B.36}$$

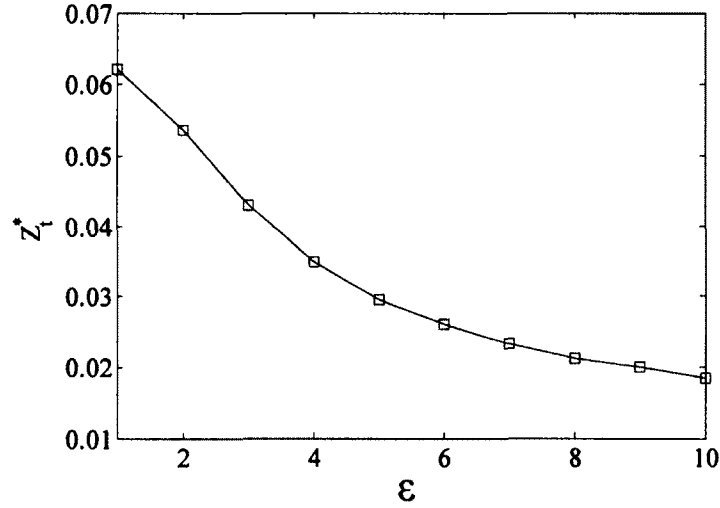


Figure B-2 Longueur de développement thermique en fonction du rapport de forme

La figure B.2 représente la variation de la longueur de développement thermique adimensionnée dans un microcanal rectangulaire en fonction du rapport de forme, ε . La distance de développement thermique adimensionnée, Z_{th}^* , diminue avec l'augmentation du rapport de forme ε . En respectant la première condition du rapport de forme qu'il doit être supérieur ou égal à 10, nous pouvons mettre en évidence une condition sur la longueur de la région d'entrée thermique pour $\varepsilon = 10$ (équation B.37). Cette longueur est maximale pour des rapports de forme supérieurs à 10 où la longueur a tendance à diminuer.

$$\frac{Z_{th}}{Re Pr Dh_c} = 0,0184 \tag{B.37}$$

Pour le développement hydrodynamique dans de tels types de microcanaux, Duan et Muzychka, [2010] ont étudié et développé une corrélation qui définit la longueur de développement hydrodynamique pour des écoulements entre deux plaques planes. La corrélation suggérée s'écrit en fonction du nombre de Reynolds Re et le nombre de Knudsen, Kn :

$$Z_h^* = \frac{Z_h}{Dh_c} = \frac{0,315}{0,0175Re + 1} + 0,0112Re \left[1 + 6,7 \frac{2-\sigma}{\sigma} Kn - 37 \left(\frac{2-\sigma}{\sigma} Kn \right)^2 \right] \quad (B.38)$$

Pour les écoulements spécifiques à la micro-turbopompe à vapeur et pour des géométries prises à la suite de cette étude, le nombre de Knudsen, Kn , est négligeable et tend vers zéro. En effet, l'équation B.38 se simplifie en donnant la corrélation développée par Chen [Duan et Muzychka, 2010]:

$$Z_h^* = \frac{Z_h}{Dh_c} = \frac{0,315}{0,0175Re + 1} + 0,0112Re \quad (B.39)$$

La figure B.3 montre la variation de la distance adimensionnée de développement thermique et hydrodynamique en fonction du nombre de Reynolds pour un canal rectangulaire avec un rapport de forme, $\varepsilon = 10$. La longueur de développement croît linéairement avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Pour un nombre de Prandtl, $Pr=0,61$, la longueur d'entrée hydrodynamique est égale à la longueur d'entrée thermique. Cependant, pour des nombres de Prandtl supérieurs à 0,61, la longueur d'entrée thermique est plus importante que la longueur d'entrée hydrodynamique et le contraire est juste.

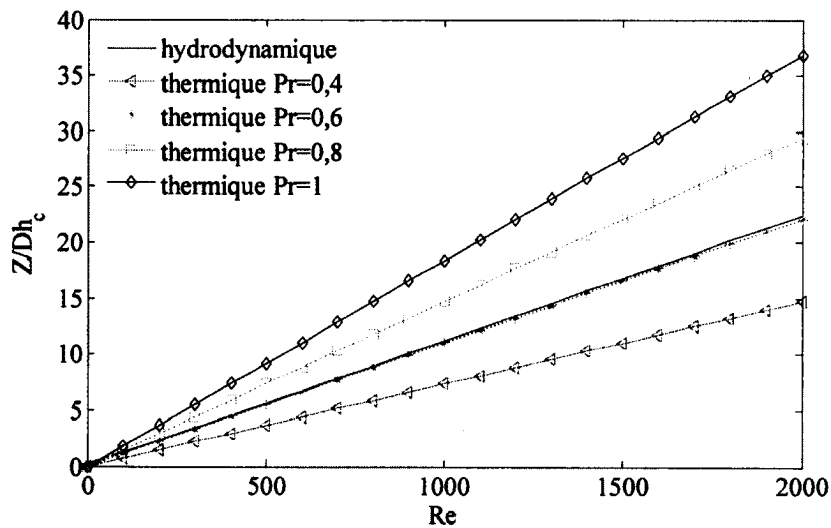


Figure B-3 Longueur du développement hydrodynamique et thermique

B.6.3 Condition de compressibilité

Comme présenté dans les hypothèses au début de l'étude, l'écoulement des gaz est considéré comme incompressible pour les faibles nombres de Reynolds. Dans notre cas, la condition nécessaire fixée est que le nombre de Mach de l'écoulement ne doit pas excéder 0,1.

En utilisant l'équation du nombre de Mach, la condition de compressibilité peut être représentée de la façon suivante :

$$\frac{u_m}{\sqrt{k R T_{m1}}} \leq 0,1 \quad (\text{B. 40})$$

où T_{m1} est la température moyenne du fluide à l'entrée du micro-débitmètre.

En introduisant le nombre de Reynolds, l'équation B.40 devient :

$$Re \leq \frac{\rho D h_c \sqrt{k R T_{m1}}}{10\mu} \quad (\text{B. 41})$$

La condition de compressibilité peut être exprimée aussi en termes de débit massique traversant le micro-débitmètre thermique :

$$\dot{m} \leq \frac{\rho A_c \sqrt{k R T_{m1}}}{10} \quad (\text{B. 42})$$

B.7 Étude paramétrique adimensionnelle du micro-débitmètre thermique

Cette partie a pour intérêt d'étudier un tel type de micro-débitmètre pour n'importe quel fluide utilisé avec n'importe quelles conditions. Elle permet en effet, de définir, de manière générale une méthode de dimensionnement des micro-débitmètres à mesure thermique.

B.7.1 Effet du rapport de forme sur le nombre de Nusselt sans considération des forces visqueuses

Comme déjà vu précédemment dans ce chapitre, pour un écoulement totalement développé, le nombre de Nusselt pour un microcanal rectangulaire chauffé par un flux de chaleur constant

dépend du rapport de forme et du nombre Brinkman. La figure B.4 montre la variation du nombre de Nusselt en fonction uniquement du rapport de forme, en négligeant l'effet de l'énergie des forces visqueuses ($Br=0$). Le présent modèle chauffé par les quatre côtés du microcanal est comparé à la corrélation de Shah qui exprime le nombre de Nusselt par l'équation B.43 [Lee et Garimella, 2006] pour un écoulement entièrement développé dans un microcanal rectangulaire chauffé des quatre côtés.

$$Nu_{Shah\ 4c} = 8,235 \left[1 - \frac{2,0421}{\varepsilon} + \frac{3,0853}{\varepsilon^2} - \frac{2,4765}{\varepsilon^3} + \frac{1,0578}{\varepsilon^4} - \frac{0,1861}{\varepsilon^5} \right] \quad (B.43)$$

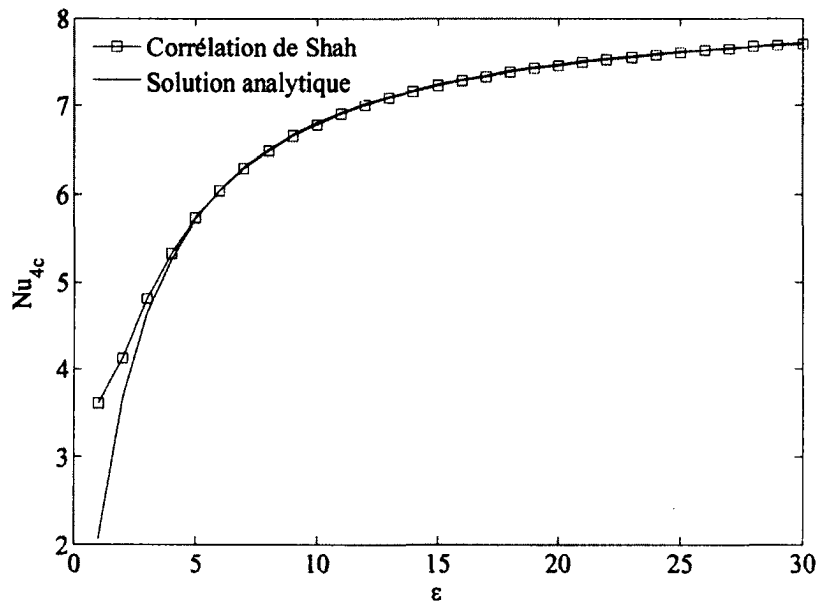


Figure B-4 Nombre de Nusselt en fonction du rapport de forme pour $Br=0$

L'examen des courbes de la Figure B.4 montre que le nombre de Nusselt du modèle proposé avec un chauffage de quatre côtés du microcanal a exactement les mêmes valeurs que le modèle de Shah pour des rapports de forme supérieur ou égal à 6. Ce qui confirme que l'hypothèse d'un écoulement unidimensionnel, pour des rapports de forme supérieurs à 10, est correcte. D'autre part, les deux modèles tendent vers une valeur constante pour des rapports de forme plus importants. Cette valeur est égale à 8,235.

B.7.2 Effet du rapport de forme sur le nombre de Nusselt avec considération des forces visqueuses

Cette partie d'analyse met en évidence l'effet de l'énergie des forces visqueuses sur le nombre de Nusselt. Par convention, ce nombre de Brinkman est négatif pour un chauffage du fluide [Pinho et Oliveira, 1999]. La figure B.5 représente la variation du nombre de Nusselt en fonction du rapport de forme du microcanal pour différents nombres de Brinkman. L'analyse de ces courbes montre que le nombre de Nusselt diminue quand le nombre de Brinkman augmente (en valeur absolue). Cette observation s'explique par le fait que pour des nombres de Brinkman plus importants (en valeurs absolues), une partie de la chaleur dans le fluide est générée par l'effet des forces visqueuses et par conséquent, le transfert de chaleur par le transfert convectif diminue.

L'influence du rapport de forme sur la variation du nombre de Nusselt est appréciable pour des nombres de Brinkman très faibles (en valeurs absolues). Contrairement, pour des nombres de Brinkman plus importants (en valeurs absolues), le nombre de Nusselt est pratiquement constant pour toute la gamme de rapports de forme, $10 \leq \varepsilon \leq 30$, parce que le transfert convectif est négligeable devant l'énergie des forces visqueuses comme le montre l'équation B.28.

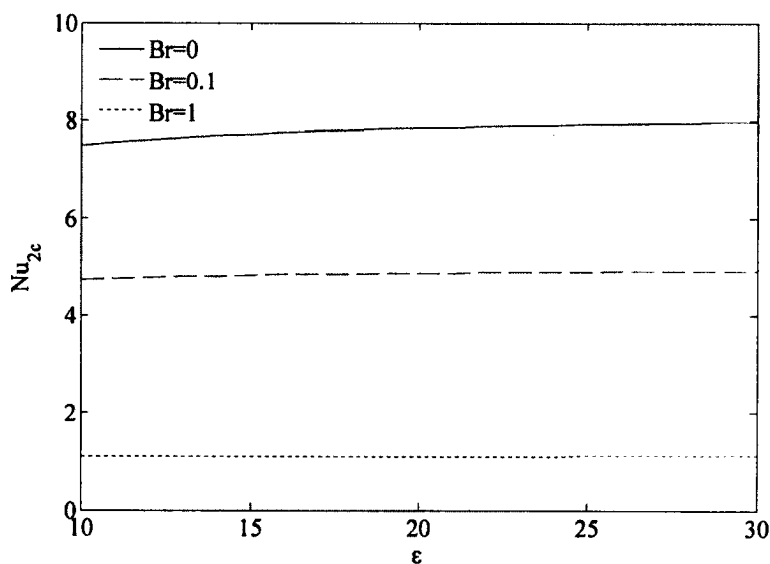


Figure B-5 Nombre de Nusselt en fonction du rapport de forme pour différents nombres de Brinkman

B.7.3 Effet du nombre de Brinkman sur le profil de température adimensionnée θ

La figure B.6 représente la variation du profil de température adimensionnée, θ , définie par l'équation B.22 au sein du microcanal rectangulaire pour différents nombres de Brinkman, $Br = 0$, $Br = 0,05$ et $Br = 0,1$, et pour deux rapports de forme, $\varepsilon = 10$ et $\varepsilon = 20$. Les courbes montrent que pour des énergies de dissipation visqueuses très faibles ou nulles, c'est-à-dire pour des nombres de Brinkman qui tendent vers zéro, la variation de température dans le microcanal rectangulaire diminue. Par conséquent, le nombre de Nusselt augmente et comme le transfert de chaleur augmente, la différence de température entre la surface et le fluide diminue. Les courbes permettent d'éclaircir l'effet du rapport de forme sur la température adimensionnée, θ , qui, pour tous les nombres de Brinkman, est moins importante pour $\varepsilon = 10$.

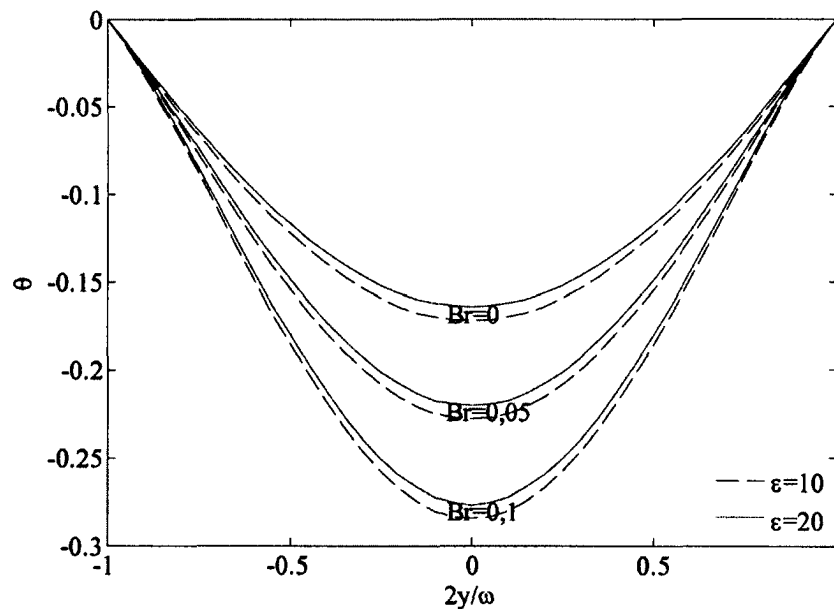


Figure B-6 Profil de température adimensionnée pour différents nombres de Brinkman

B.7.4 Effet du nombre de Brinkman sur la température adimensionnée θ'

La figure B.7 représente la variation de la différence de température axiale de surface adimensionnée, θ' , entre les deux points de mesure en fonction de la distance axiale

adimensionnée. Les résultats sont représentés pour deux rapports de forme différents, $\varepsilon = 10$ et $\varepsilon = 20$, ainsi que trois nombre de Brinkman, $Br = 0$, $Br = 0,05$ et $Br = 0,1$. Ces résultats montrent que la différence de température axiale de surface augmente de façon linéaire le long du microcanal. Ceci s'explique, tout simplement, par le chauffage du fluide avec le flux de chaleur constant sur la surface. Cependant, pour des nombre de Brinkman plus grands, c'est-à-dire avec présence de dissipation d'énergie, la différence de température axiale de surface est plus importante. L'effet du rapport de forme sur la variation de la différence de température axiale de surface est contraire à celui de la différence de température radiale entre la surface et le fluide. En effet, pour un α plus grand, la différence de température est plus grande. Cet effet du rapport de forme s'accroît avec la distance axiale du microcanal et avec l'augmentation de la dissipation visqueuse. Ces résultats permettent de faire ressortir que pour les microcanaux plus courts, l'effet du rapport de forme peut être négligé.

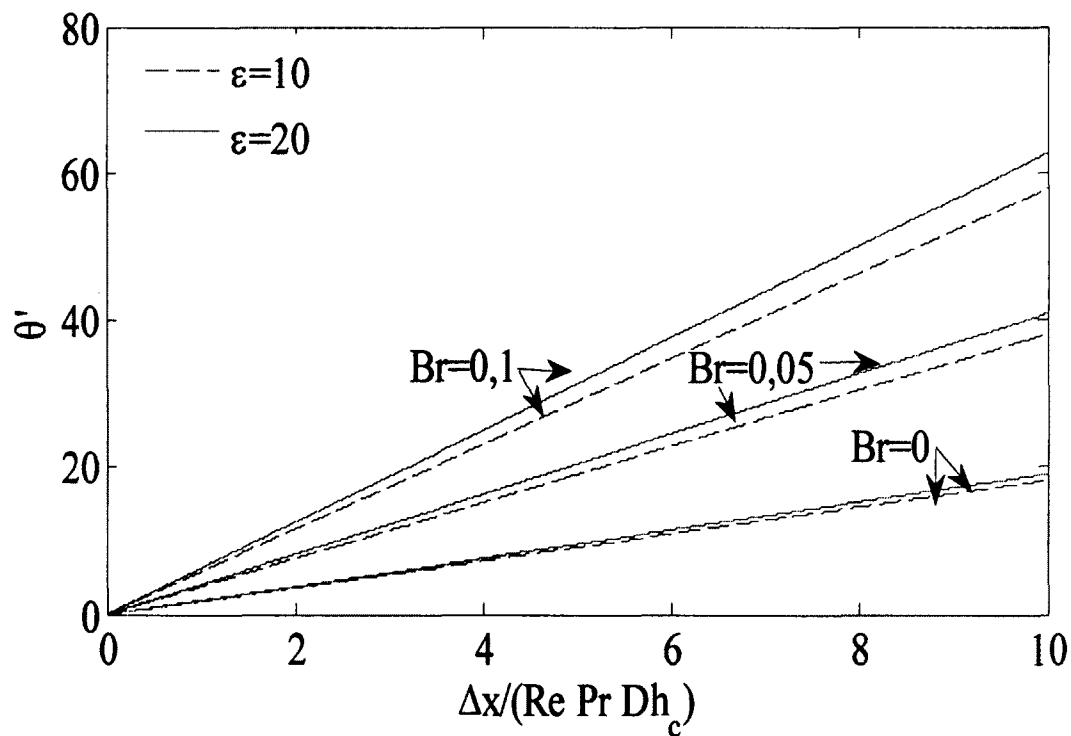


Figure B-7 Variation de la différence de température adimensionnée en fonction de la distance axiale adimensionnée

B.8 Méthode de design d'un micro-débitmètre thermique

En résumé, pour que le modèle analytique des micro-débitmètres thermiques présenté dans ce chapitre soit applicable, les conditions proposées doivent être respectées. La figure B.8 représente un organigramme de la conception de ces micro-débitmètres thermiques qui met en évidence ces conditions. Les conditions d'opération sont à fixer par l'opérateur à savoir, le débit maximal, la température d'entrée du fluide et la différence de température entre les deux points de mesure. Dans ce cas, la différence de température est fixée et régulée afin d'éviter la surchauffe de l'élément chauffant pour les faibles débits. En effet, le changement du débit provoque une variation du flux de chaleur qui se stabilise vers une valeur constante et non pas une variation de la différence de température. L'application de ces conditions du modèle donne le design du micro-débitmètre comprenant la géométrie et la position des points de mesure de température.

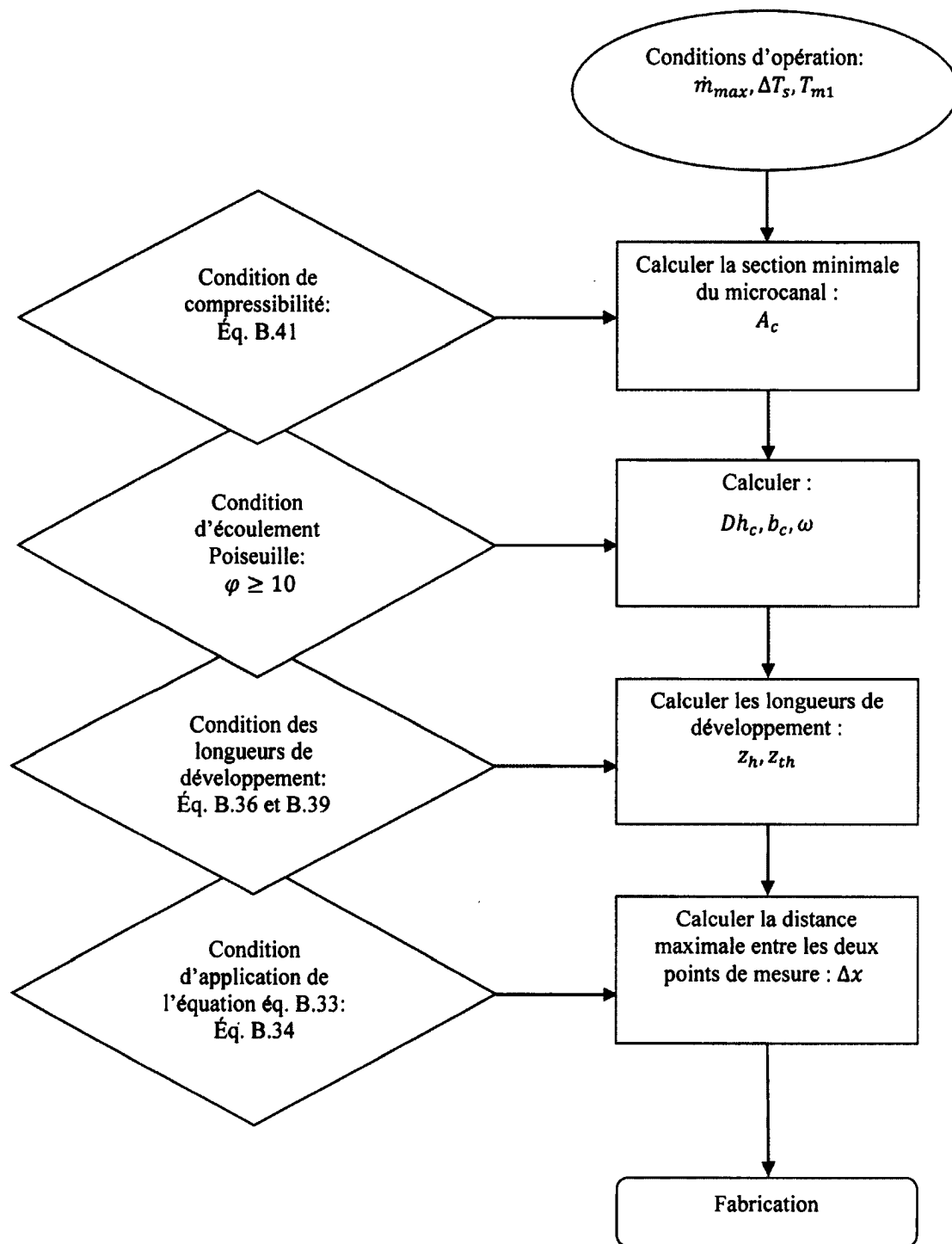


Figure B-8 Organigramme de design d'un micro-débitmètre thermique à canal rectangulaire

B.9 Cas de mesure de débit pour la caractérisation de la micro-turbopompe à vapeur

L'application de l'organigramme de design pour définir les géométries des micro-débitmètres thermiques spécifiques à l'installation micro-turbopompe, a fait sortir les résultats représentés dans le tableau B.1. Ces micro-débitmètres sont destinés à mesurer le débit du *thrust bearing*, du *journal bearing* et de la turbine.

Tableau B-1 Paramètres des micro-débitmètres thermiques destinés pour l'installation micro-turbopompe

	\dot{m}_{max} (mg/s)	ΔT_s (°C)	D_H (μm)	ω (μm)	b_c (μm)	Δx (cm)
<i>Thrust bearing</i>	2	10	182	100	1000	1
<i>Journal bearing</i>	20	20	364	200	2000	2
Turbine	100	20	909	500	5000	2

La variation de la puissance thermique du chauffage en fonction du débit massique, est donnée pour les trois cas de mesure par les Figures B.9, B.10 et B.11. Afin de voir l'importance d'introduire ce terme dans les mesures, les résultats sont comparés à ceux calculés en négligeant le terme de dissipation visqueuse dans les calculs. L'erreur relative entre le calcul en prenant compte et en négligeant la dissipation visqueuse, augmente avec l'augmentation du débit massique. Pour les conditions représentées dans le tableau B.1, l'erreur atteint 10% et 7% respectivement pour la mesure du débit du *thrust bearing* et du *journal bearing*. Cette erreur diminue avec l'utilisation d'une section de passage plus grande ou d'une différence de température, ΔT_s , plus importante, tel qui est le cas du micro-débitmètre mesurant le débit de la turbine où l'erreur est inférieure à 1%. Dans ce cas, le terme de dissipation visqueuse peut être négligé.

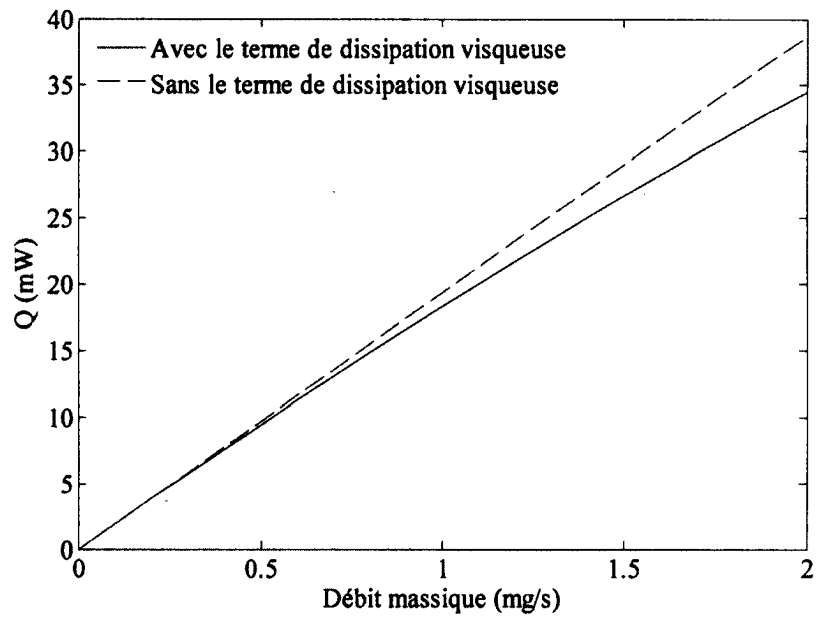


Figure B-9 Puissance thermique du chauffage en fonction du débit massique, cas du *thrust bearing*

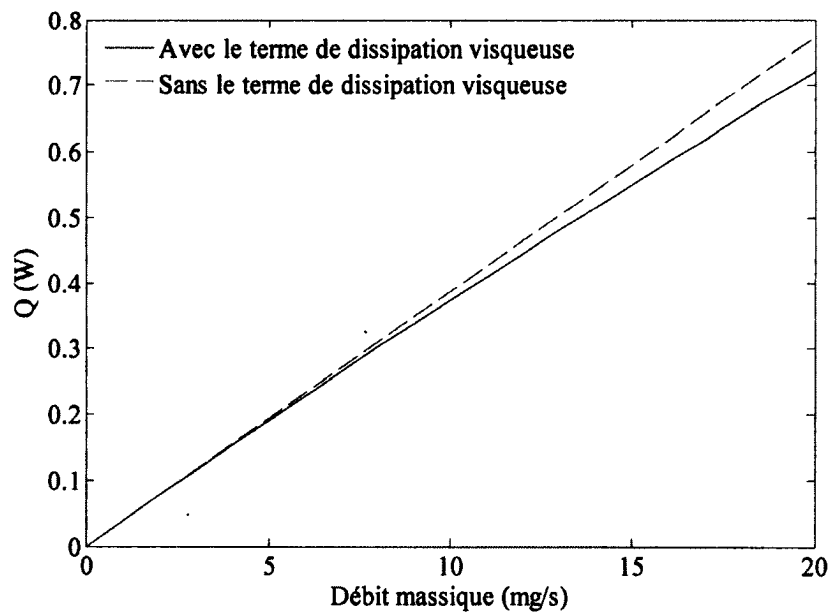


Figure B-10 Puissance thermique du chauffage en fonction du débit massique, cas du *journal bearing*

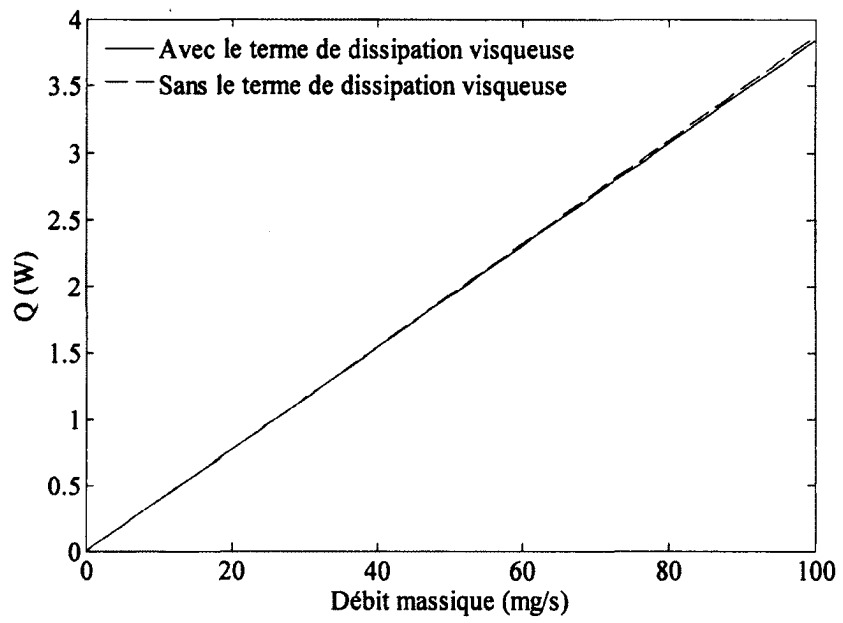


Figure B-11 Puissance thermique du chauffage en fonction du débit massique, cas de la turbine

ANNEXE C

CONCEPT ET CALCUL DES *O-RING*

C.1 Les joints toriques

Les joints toriques servent principalement à empêcher les fuites du fluide entre deux connexions ou à éviter le mélange entre deux fluides dans un dispositif. Les joints toriques non métalliques sont disponibles avec différentes formes (*O-ring*, *U*-, *X*-, *V*-, *L*-, *I*- et d'autres) [Al-Ghathian et Tarawneh, 2005] et avec différents matériaux polymères tels que (silicone, perfluoro-élastomère, éthylène propylène et d'autres) [Parker, 2007]. L'effet du joint est produit par un écrasement de celui-ci par deux surfaces. Il existe plusieurs catalogues pour la détermination des joints spécifiques pour un dispositif qui satisfait aux conditions de fonctionnement à savoir la compatibilité du matériau avec les fluides utilisés et la résistance à la température.

Dans le présent projet, la connexion du *packaging* avec les micro-débitmètres se fait par des *O-ring* qui sont plus adaptés pour les canaux circulaires. Sont les mêmes *O-ring* qui assurent l'étanchéité dans le *packaging* qui enveloppe la micro-turbopompe.

C.2 Choix des *O-ring*

Le choix des *O-ring* passe par le choix du matériau compatible. En revanche, les *O-ring* choisis pour les connexions du *packaging*, doivent être à la fois, compatibles aux fluides utilisés (vapeur d'eau surchauffée à 250°C, eau liquide et air sec chaud) pour la caractérisation de la micro-turbopompe ainsi qu'ils doivent être résistants à la haute température.

C.2.1 Compatibilité avec les fluides et l'environnement

Le tableau C.1 montre la compatibilité des matériaux des joints avec l'environnement et les fluides. Il en ressort que les *O-ring* qui présentent de bonnes propriétés pour l'installation

micro-turbopompe à vapeur et micro-débitmètres sont faits avec du perfluoro-élastomère, de l'AFLAS, du HNBR ou de l'éthylène propylène.

Tableau C-1 Compatibilité des *O-ring* avec l'environnement et les fluides [Parker, 2007]

Comparison of Properties of Commonly Used Elastomers
(P = Poor - F = Fair - G = Good - E = Excellent)

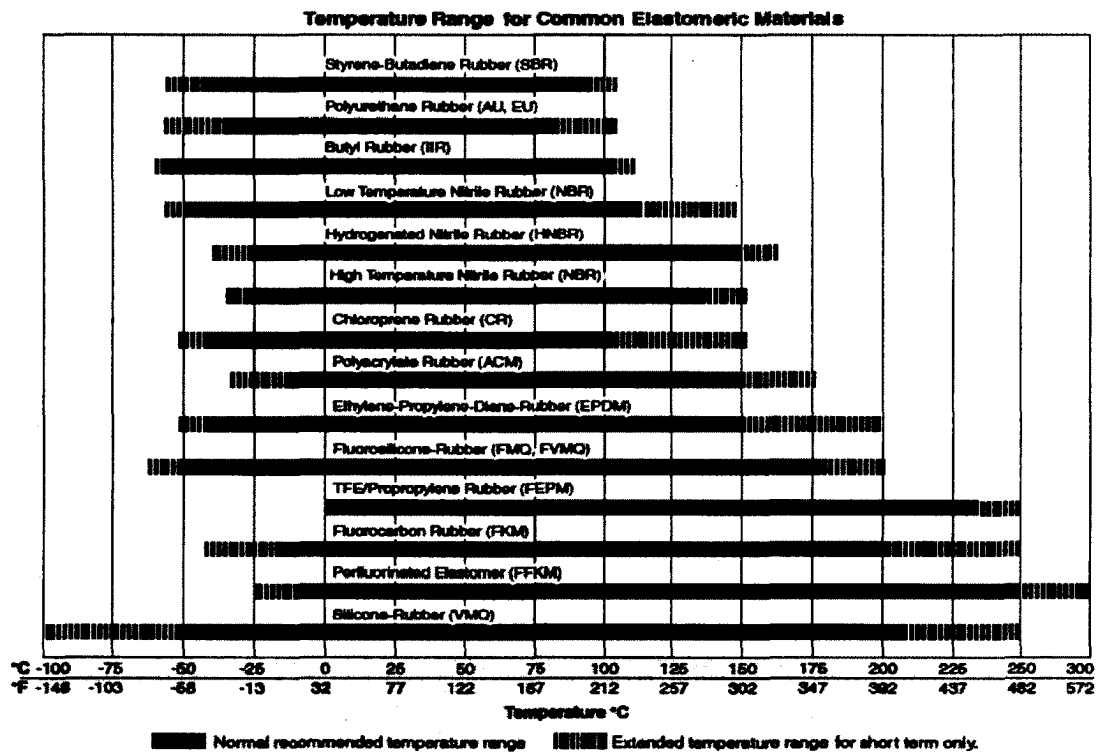
Elastomer Type (Polymer)	Parker Compound Prefix Letter	Abrasion Resistance	Acid Resistance	Chemical Resistance	Cold Resistance	Dynamic Properties	Electrical Properties	Flame Resistance	Heat Resistance	Impermeability	Oil Resistance	Ozone Resistance	Set Resistance	Tear Resistance	Tensile Strength	Water/Steam Resistance	Weather Resistance
AFLAS (TFE/Prop)	V	GE	E	E	P	G	E	E	E	G	E	E	PF	PF	FG	GE	E
Butadiene		E	FG	FG	G	F	G	P	F	F	P	P	G	GE	E	FG	F
Butyl	B	FG	G	E	G	F	G	P	G	E	P	GE	FG	G	G	G	GE
Chlorinated Polyethylene		G	F	FG	PF	G	G	GE	G	G	FG	E	F	FG	G	F	E
Chlorosulfonated Polyethylene		G	G	E	FG	F	F	G	G	G	F	E	F	G	F	F	E
Epichlorohydrin	Y	G	FG	G	GE	G	F	FG	FG	GE	E	E	PF	G	G	F	E
Ethylene Acrylic	A	F	F	FG	G	F	F	P	E	E	F	E	G	F	G	PF	E
Ethylene Propylene	E	GE	G	E	GE	GE	G	P	G	G	P	E	GE	GE	GE	E	E
Fluorocarbon	V	G	E	E	PF	GE	F	E	E	G	E	E	E	F	GE	F	E
Fluorosilicons	L	P	FG	E	GE	P	E	G	E	P	G	E	G	P	F	F	E
Isoprene		E	FG	FG	G	F	G	P	F	F	P	P	G	GE	E	FG	F
Natural Rubber		E	FG	FG	G	E	G	P	F	F	P	P	G	GE	E	FG	F
Neoprene	C	G	FG	FG	FG	F	F	G	G	G	FG	GE	F	FG	G	F	E
HNBR	N, K	G	E	FG	G	GE	F	P	E	G	E	G	GE	FG	E	E	G
Nitrile or Buna N	N	G	F	FG	G	GE	F	P	G	G	E	P	GE	FG	GE	FG	F
Perfluorinated Fluoroelastomer	V, F	P	E	E	PF	F	E	E	E	G	E	E	G	PF	FG	GE	E
Polycarbonate	A	G	P	P	P	F	F	P	E	E	E	E	F	FG	F	P	E
Polysulfide		P	P	G	G	F	F	P	P	E	E	E	P	P	F	F	E
Polyurethane	P	E	P	FG	G	E	FG	P	F	G	G	E	F	GE	E	P	E
SBR or Buna S		G	F	FG	G	G	G	P	FG	F	P	P	G	FG	GE	FG	F
Silicone	S	P	FG	GE	E	P	E	F	E	P	FG	E	GE	P	P	F	E

C.2.2 Résistance aux hautes températures

Un autre point important dans le choix des *O-ring* est la résistance à la température. En effet, dans le cas des micro-débitmètres comme celui de la micro-turbopompe, le matériau des *O-ring* doit résister à des températures qui peuvent atteindre 250°C. Le tableau C.2 montre que le seul matériau pouvant résister à de telles températures de façon continue est le perfluoro-élastomère.

Un chevauchement entre la compatibilité à l'environnement et la résistance à la température des *O-ring* détermine le matériau approprié. Pour le cas du présent projet, il s'agit du perfluoro-élastomère.

Tableau C-2 Résistance des matériaux des *O-ring* à la température [Parker, 2007]



C.3 Serrage des *O-ring*

Le serrage des *O-ring* est très important pour assurer une bonne imperméabilité. En outre, il existe une compression optimale définie par le constructeur qui varie entre 15 et 25% [Parker, 2007]. Le taux de compression C est donné par l'équation suivante [Pederson, 2004]:

$$C = \frac{Ec}{d} \times 100 \quad (\text{C.1})$$

Ec , est l'écrasement du joint (mm) et d , est le diamètre de la section du joint (mm).

Il y a deux méthodes pour le serrage des *O-ring* : l'utilisation d'une clé dynamométrique ou l'utilisation d'une butée mécanique.

C.3.1 Utilisation d'une clé dynamométrique

Cette méthode consiste à calculer le couple de serrage minimal et maximal pour garantir l'étanchéité du dispositif. Cette façon de faire reste délicate et difficile pour assurer une compression optimale des *O-ring*.

C.3.2 Utilisation d'une butée d'arrêt mécanique

La méthode consiste à mettre en place une butée afin d'arrêter le serrage d'une manière automatique (Figure C.1). L'épaisseur de la butée Ep_b est prédéfinie avant le serrage par l'équation C.2 qui est une fonction de l'épaisseur du dispositif Ep_{dis} , l'écrasement du joint Ec et le diamètre de la section du joint d .

$$Ep_b = Ep_{dis} + 2d - 2Ec \quad (C.2)$$

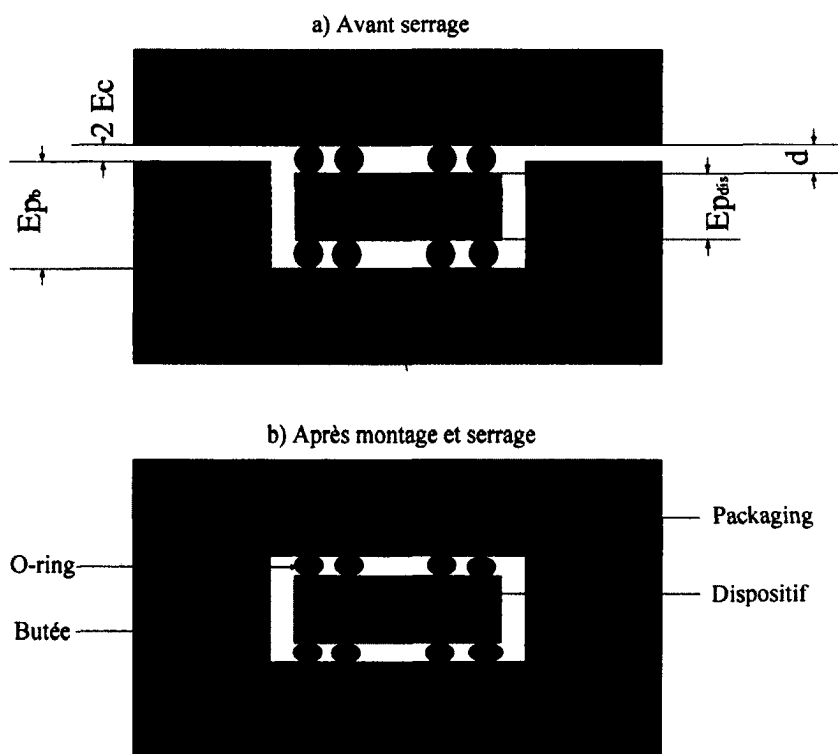


Figure C-1 Serrage des *O-ring* par la méthode de la butée

C.4 Force de compression appliquée par le joint

Comme étant en matériau élastique, la compression des O-ring engendre une force de rappel. Le comportement est le même qu'un ressort en compression. Pour le cas des micro-débitmètres, l'ignorance de cette force appliquée n'a aucune conséquence puisque les couches qui forment les micro-débitmètres sont collées par un collage anodique. Par contre, pour la micro-turbopompe, la connaissance de la valeur de cette force appliquée est importante puisque la micro-turbopompe est composée de plusieurs couches non collées (voir Figure 1.7). En effet, c'est la force appliquée par les *O-ring* qui devrait assurer le bon contact entre ces couches qui ont tendance à se décoller avec la force de pression du fluide à l'intérieur.

En général, la relation entre la force appliquée par l'effet de compression et le taux de compression est calculée par l'équation suivante [Pedersen *et al.*, 2004]:

$$F = \pi d D E [1,25 (C)^{1,3} + 50 (C)^4] \quad (C.3)$$

D , est le diamètre interne de l'*O-ring* et E , est le module d'Young spécifique au matériau de l'*O-ring*.

ANNEXE D

MASQUES DE PHOTOLITHOGRAPHIE

D.1 Masque #1 : formation des microcanaux

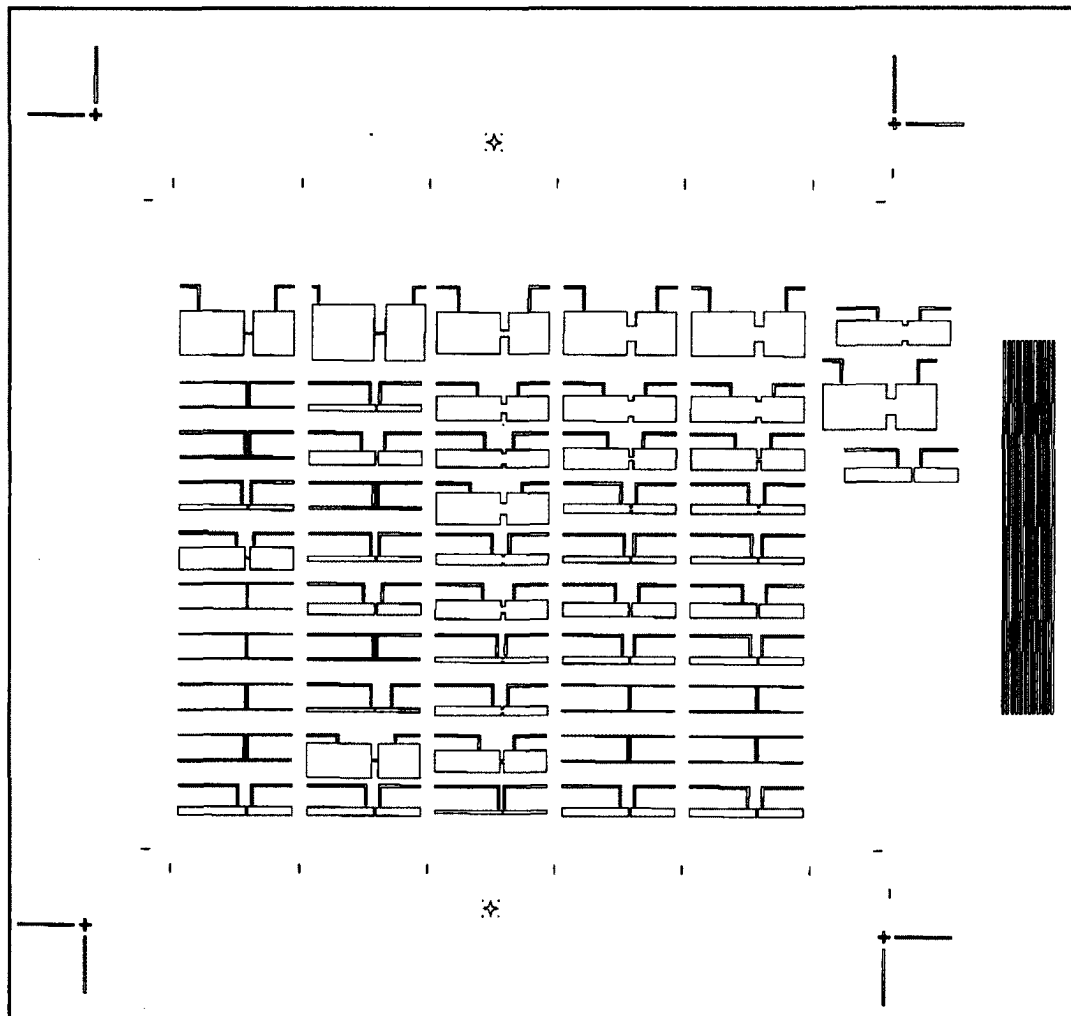


Figure D-1 Masque de photolithographie pour la formation des microcanaux¹

D.2 Masque #2 : formation des trous d'alimentation et de mesures

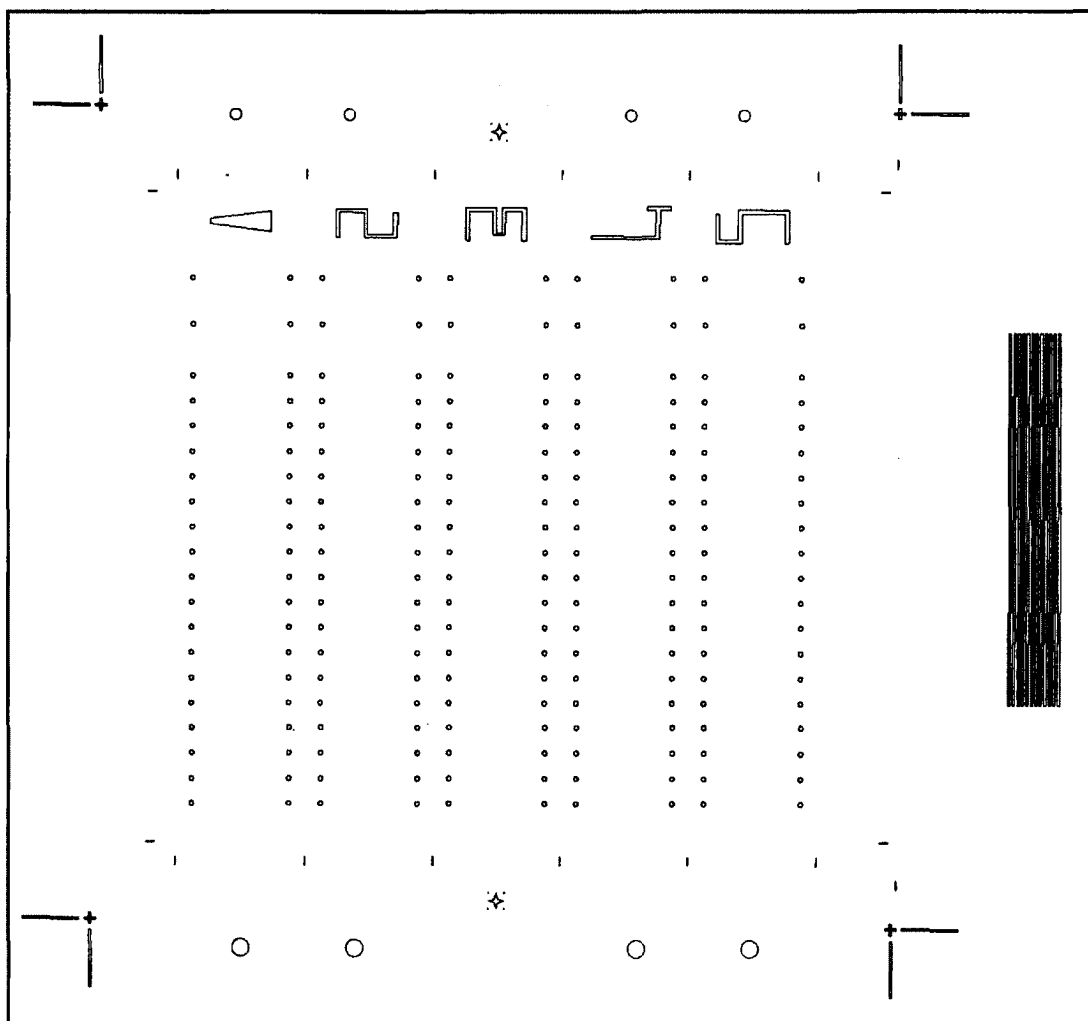


Figure D-2 Masque de photolithographie pour la formation des trous d'alimentation¹

¹ Les zones à graver sont celles comprises dans un polygone ou cercle fermé qui sont les zones non ombragées du masque en utilisant une résine positive.

ANNEXE E

RECETTES DE FABRICATION DES MICRO-DÉBITMÈTRES

E.1 Étapes et recettes de microfabrication

Tableau E-1 Étapes de fabrication des micro-débitmètres à orifice plat

CRN2, Sherbrooke, QC, CANADA

Liste des étapes réalisées pour la fabrication

1	SOI / Face (couche du dispositif)	Photolithographie > Étalement du HMDS	2010-07-20	Vitesse (rpm) : 5000 Durée (s) : 30 Étaleuse : Polos Type : HMDS
2	SOI / Face (couche du dispositif)	Photolithographie > Recuit de résine	2010-07-20	T (°C) : 110 Durée (s) : 120 Méthode : Plaque chauffante
3	SOI / Face (couche du dispositif)	Photolithographie > Étalement de résine	2010-07-20	Vitesse (rpm) : 2000 Durée (s) : 30 Étaleuse : Polos Type : AZ9245
4	SOI / Face (couche du dispositif)	Photolithographie > Recuit de résine	2010-07-20	T (°C) : 110 Durée (s) : 120 Méthode : Plaque chauffante
5	SOI / Face (couche du dispositif)	Photolithographie > Exposition	2010-07-20	Aligneuse : OAI 200 Mode : Intensité courante Intensité (mW/cm ²) : 15 Format du masque : 4 po #SSE du photomasque : Masque #1 (Microcanaux) Alignement : Oui Mode de contact : Vacuum Durée d'exposition (s) : 60
6	SOI / Face (couche du dispositif)	Plasma O ₂ Plasmaline	2010-07-20	50 W 1 min
7	SOI / Face (couche du dispositif)	ASE-STS	2010-07-20	DEEP (rev. 2006-02-21) - Standard Num STS : ASE2595-1 Durée : 01:00:00 Nombre de cycles : 180 Profondeur visée : 200 µm

8	SOI / Face (couche du dispositif)	ASE-STs	2010-07-20	DEEP (rev. 2006-02-21) - Standard Num STS : ASE2596-1 Durée : 00:10:00 Nombre de cycles : 30 Profondeur visée : 200 µm
9	SOI / Face (couche du dispositif)	ASE-STs	2010-07-20	DEEP (rev. 2006-02-21) - Standard Num STS : ASE2597-1 Durée : 00:05:00 Nombre de cycles : 15 Profondeur visée : 200 µm
10	SOI / Face (couche du dispositif)	ASE-STs	2010-07-20	2010-07-20.xls - Non standard Num STS : ASE2598-1 Durée : 00:05:00 Profondeur visée : 200 µm
11	SOI (au complet)	Nettoyage chimique en bancs humides	2010-07-23	Acetone: 5 min IPA: 5 min Piranha: 15 min
12	SOI / Face (couche socle)	Photolithographie > Étalement du HMDS	2010-07-23	Vitesse (rpm) : 5000 Durée (s) : 30 Étaleuse : Polos Type : HMDS
13	SOI / Face (couche socle)	Photolithographie > Recuit de résine	2010-07-23	T (°C) : 110 Durée (s) : 80 Méthode : Plaque chauffante
14	SOI / Face (couche socle)	Photolithographie > Étalement de résine	2010-07-23	Vitesse (rpm) : 2000 Durée (s) : 30 Étaleuse : Polos Type : AZ9245
15	SOI / Face (couche socle)	Photolithographie > Recuit de résine	2010-07-23	T (°C) : 110 Durée (s) : 80 Méthode : Plaque chauffante
16	SOI / Face (couche socle)	Photolithographie > Étalement de résine	2010-07-23	Vitesse (rpm) : 2000 Durée (s) : 30 Étaleuse : Polos Type : AZ9245
17	SOI / Face (couche socle)	Photolithographie > Recuit de résine	2010-07-23	T (°C) : 110 Durée (s) : 160 Méthode : Plaque chauffante
18	SOI / Face (couche socle)	Photolithographie > Exposition	2010-07-23	Aligneuse : OAI 806 Mode : Intensité courante Intensité (mW/cm ²) : 15 Format du masque : 4 po #SSE du photomasque : Masque #2 (trous) Alignement : Oui Mode de contact : Dur Durée d'exposition (s) : 150
19	SOI / Face (couche socle)	Photolithographie > Développement de résine	2010-07-23	Développeur : AZ400K Durée : 5 min Méthode : Immersion
20	SOI / Face (couche socle)	Plasma O ₂ Plasmaline	2010-07-23	50 W 1 min

21	SOI / Face (couche socle)	ASE-STs	2010-07-23	DEEP3 (rev. 2006-06-07) - Standard Num STS : ASE2610-2 Durée : 03:00:13 Nombre de cycles : 270 Profondeur visée : 500 µm
22	SOI+Pyrex	Collage (Mc Gill University)	2010-10-01	Type de collage : Anodique Gauffre : Pyrex (500µm)+SOI (700µm)
23	SOI+Pyrex	Découpage	2010-10-29	Nature du substrat : Autre Épaisseur : 700+500 (µm) Dimension : (mm) Épaisseur lame : 250 µm Vitesse de découpe : 1 (mm/s) Nombre d'alignement : 2

E.2 Recettes détaillée de la gravure DRIE

E.2.1 Recette de la gravure DRIE des étapes 7, 8, 9 et 10

Tableau E-2 Recette de la gravure profonde DRIE (étapes 7, 8, 9, 10)

Recette ASE									
Nom de la recette : DEEP									
Step 1									
General									
Description deep etch								Process mode <input checked="" type="radio"/> discrete <input type="radio"/> continuous	
Pump down time	00:20	(mm:ss)							
Gas stabilisation	00:10	(mm:ss)							
Parameter switching	<input checked="" type="checkbox"/>	Tplaten	20	°C					
Parameter ramping	<input type="checkbox"/>								
Switching parameter									
	Start	End							
Pressure	Passivate ▼	Etch ▼							
Ramping	Always ▼								
Parameters switching cycle times									
	ON time	Overrun							
Etch	13.0	0.0	s						
Passivation	7.0	0.0	s						
Pressure									
Auto APC	<input type="radio"/>	Manual APC	<input checked="" type="radio"/>						
		Position	82.0	%					
		Etch	82.0	%					
		Passivation	82.0	%					
Gases									
		Etch			Passivation				
Line	Gas Name	Flows (sccm)			Flows (sccm)				
1	C ₄ F ₈	0.0			85.0				
2	SF ₆	130.0			0.0				
3	O ₂	13.0			0.0				
4	Ar	0.0			0.0				
RF									
<input type="radio"/> On platen only <input type="radio"/> On coil only <input checked="" type="radio"/> Simultaneous									
Coll (13.56 MHz) Etch Passivate Matching Auto <input checked="" type="radio"/> Manual <input type="radio"/>									
Power	600	600	W		Load	39.0	%		
					Tune	43.0	%		
Platen									
	13.56 MHz	0-30 W	Matching		Auto <input checked="" type="radio"/>	Manual <input type="radio"/>			
Power	18	0	W		Load	0.0	%		
					Tune	0.0	%		
HBC <input checked="" type="checkbox"/> Active									
Pressure	9500	mTorr	MinFlow	10.0	sccm	MaxFlow	40.0	sccm	

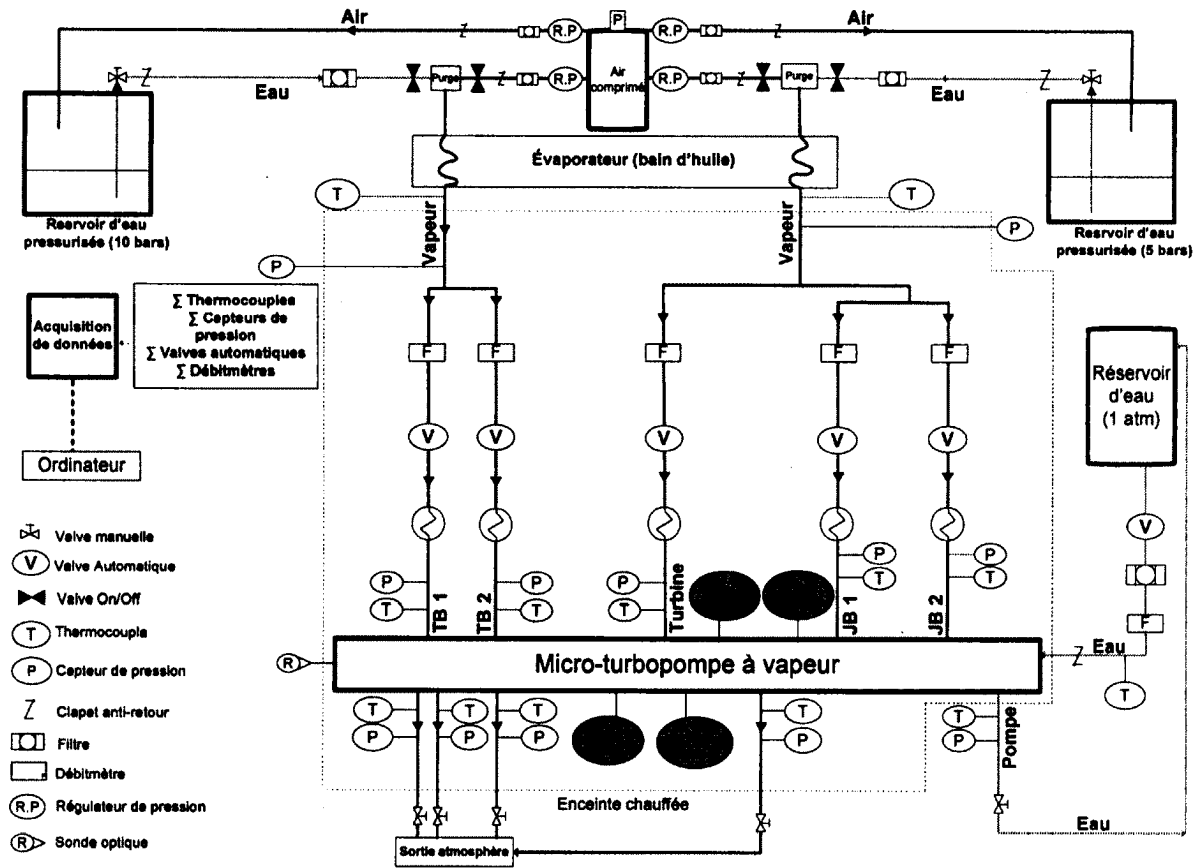
E.2.2 Recette de la gravure DRIE de l'étape 21

Tableau E-3 Recette de la gravure profonde DRIE (étape 21)

Recette ASE									
Nom de la recette :		DEEP3							
Step 1									
General									
Description		deep etch						Process mode	
Pump down time		00:20		(mm:ss)				<input checked="" type="radio"/> discrete <input type="radio"/> continuous	
Gas stabilisation		00:10		(mm:ss)					
Parameter switching		<input checked="" type="checkbox"/>		Tplaten		20		°C	
Parameter ramping		<input type="checkbox"/>							
Switching parameter									
Start		End							
Pressure		Etch		Etch					
Ramping		Always							
Parameters switching cycle times									
ON time		Overrun							
Etch		13.0		0.0		s			
Passivation		7.0		0.0		s			
Pressure									
Auto APC		<input type="radio"/>		Manual APC		<input checked="" type="radio"/>			
		Position							
Etch		82.9		%					
Passivation		82.9		%					
Gases									
		Etch		Passivation					
Line	Gas Name	Flows (sccm)		Flows (sccm)					
1	C ₄ F ₈	0.0		85.0					
2	SF ₆	130.0		0.0					
3	O ₂	13.0		0.0					
4	Ar	0.0		0.0					
RF									
Coll (13.56 mhz)		<input type="radio"/> On platen only		<input type="radio"/> On coil only		<input checked="" type="radio"/> Simultaneous			
Power		Etch		Passivate		Matching		Auto <input checked="" type="radio"/> Manual <input type="radio"/>	
		800		600		W		Load 39.0 %	
								Tune 43.0 %	
Platen		13.56 MHz		0-30 W		Matching		Auto <input checked="" type="radio"/> Manual <input type="radio"/>	
Power		18		0		W		Load 0.0 %	
								Tune 0.0 %	
HBC		<input checked="" type="checkbox"/> Active							
Pressure		9500		mTorr		MinFlow 10.0		sccm MaxFlow 40.0	
						sccm			

ANNEXE F

BANC D'ESSAIS DE LA MICRO-TURBOPOMPE



LISTE DES RÉFÉRENCES

- Ahmadi, A. et Beck, S. B. M. (2005). Development of the orifice plate with a cone swirler flow conditioner, *Sensor Review*, volume 25, numéro 1, p. 63-68.
- Al-Ghathian, M. M. et Tarawneh Muafag, S. (2005). Friction Forces in O-ring Sealing. *American Journal of Applied Sciences*, volume 2, numéro 3, p. 626-632.
- Arai, K. (2006). Generation of precise micro gas flows by a constant pressure flowmeter. Dans Yoshida, H., Akimichi, H., Hirata, M., *SJCE-ICASE, International Joint Conference*, 18-21 octobre, 2006, Busan, Corée du Sud, p. 3356-3361.
- Aubert, C. (1999). *Ecoulements compressibles de gaz dans les microcanaux : effets de raréfaction, effets instationnaires*. Thèse de doctorat, Université Paul Sabatier, Toulouse, France, 197 p.
- Bayazitoglu, Y. et KAKAÇ, S. (2005). Flow Regimes in Microchanel Single-Phase Gaseous Fluid Flow. Kakaç, S. *et al. (eds.)*, *Microscale Heat Transfer Fundamentals and Applications*, volume 193, p. 75-92.
- Belforte, G., Raparelli, T. Viktorov, V. et Trivella, A. (2006). Discharge coefficients of orifice-type restrictor for aerostatic bearings, *Tribology International*, volume 40, numéro 1, p. 512-521.
- Bontemps, A. (2005). Measurement of single-phase pressure drop and heat transfer coefficient in micro and minichannels. S. Kakaç et al. (eds.), *Microscale Heat Transfer Fundamentals and Applications*, volume 193, p. 25-48.
- Borutzky, W., Barnard, B. et Thoma, J. (2002). An orifice flow model for laminar and turbulent conditions, *Simulation Modeling Practice and Theory*, volume 10, numéro 3-4, pp. 141-152.
- Branch, John C. (1995). The effects of an upstream short radius elbow and pressure tap location on orifice discharge coefficients, *Flow Measurement and Instrumentation*, volume 6, numéro 3, p. 157-162.
- Çengel, Yunus A. (2007). *Heat and Mass Transfer a Pratical Approach*, 3^{ème} édition, McGraw-Hill, Boston, États-Unis, 901 p.
- Doebelin, Ernest O. (2004). *Measurement Systems Application and Design*, 5^{ème} édition, McGraw-Hill, Boston, États-Unis, 1078 p.
- Duan, Z. et Muzychka, Y.S. (2010). Slip Flow in the Hydrodynamic Entrance Region of Circular and Noncircular Microchannels. *Journal of Fluids Engineering*, volume 132, numéro 1, p. 201-214.

- Esashi, M. (1991). Micro Flow Sensor and Magnetic Oxygen Sensor Using It, *Transducers*, International Conference on Solid –State Sensors and Actuators, pp. 34-37.
- Fréchette, L. (2003). Design of a microfabricated Rankine cycle steam turbine for power generation. Dans Lee, C. Arslan, S. et Liu, Y., *International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, ASME Conference Proceeding, 15-21 novembre, 2003, Washington, États-Unis, p. 335-344.
- Hasegawa, T., Ushida, A. et Narumi, T. (2009). Huge reduction in pressure drop of water, glycerol/water mixture, and aqueous solution of polyethylene oxide in high speed flows through micro-orifices, *Physics of Fluids*, volume 21, numéro 5, p. 052002.1-052002.9.
- Hitachi (2010). www.power-hitachi.com. (site consulté le 10 octobre 2011).
- Holman, J. P. (2001). *Experimental Methods for Engineers*, 7^{ème} édition, McGraw-Hill, Boston, États-Unis, 698 p.
- Hu, S. M. (1982). Critical stress in silicon brittle fracture, and effect of ion implantation and other surface treatments, *Journal of Applied Physics*, volume 53, numéro 5, p. 3576-3580.
- Ishida, Y., Sogabe, K., Kai, S. et Asano, T. (2007). Droplet Ejection Behavior in Electrostatic Inkjet Driving. *Japanese Journal of Applied Physics*, volume 46, numéro 6, p. 5281–5286.
- Jacobson, S. (2006). An Informal Survey of Power MEMS. Dans Epstein, A., The International Symposium on MicroMechanical Engineering, The Japan Society of Mechanical Engineers, volume 12. Décembre, Tokyo, Japon, p. 513-519.
- Jankovski, T. A., Schmierer, E. N., Prenger, F. C. et Ashworth, S. P. (2008). A series Pressure Drop Representation for Flow Through Orifice Tubes, *Journal of Fluids Engineering*, volume 130, numéro 5, p. 541204.1-541204.7.
- Jeon, T., Bark, K. et Seo, I. (2007). Development of an empirical equation for the transverse dispersion coefficient in natural streams, *Environmental Fluid Mechanics*, volume 7, numéro 4, p. 317-329.
- Judy, J. (2001). Microelectromechanical Systems (MEMS) Fabrication, Design, and Applications. *Journal of Smart Materials and Structures*, volume 10, numéro 6, p. 1115–1134.
- Jun, X. (2003). Integrated surface-micromachined mass flow controller. Dans Shih, J., Yu-Chong, T, *Micro Electro Mechanical Systems*, IEEE, the Sixteenth Annual International Conference, MEMS-03, 19-23 janvier, 2003, Kyoto, Japon, p. 20–23.
- Kilani, M., Galambos, P., Haik, Y. et Chen, C. (2003). Design and Analysis of a Surface Micromachined Spiral-Channel Viscous Pump. *Journal of Fluids Engineering*, volume 125, numéro 2, p. 339-344.

- Lancu, F., Zhu, X., Tang, Y., Alsam, D., et Müller, N., (2008). Design and fabrication of microchannel test rig for ultra-micro wave rotor, *Microsystem Technologies*, volume 14, numéro 1, pp. 79-88.
- Launder, B. E. et Spalding D. B. (1974). The Numerical Computation of Turbulent Flows, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Volume 3, numéro 2, pp. 269-289.
- Lee, P. et Garimella, S. (2006). Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume 49, numéro 23, p. 3060–3067.
- Lee, L. (2006). *Development of microfabricated turbopump for a Rankine vapor power cycle*. Thèse de doctorat, Columbia University, New York, États-Unis, 172 p.
- Liamini, M. (2006). Thermal and structural considerations in the design of a rankine vapor microturbine. Dans Shahriar, H., Vengallatore, S., Fréchette, L.G., *8th International Workshop on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications with the 2nd Symposium on Micro Environmental Machine Systems*, 9-12 novembre, 2008, Sendai, Japan, p. 109-112.
- Liamini, M. (2009). Detailed Design of A Rankine Vapor Microturbopump for Elevated Temperature Operation. Dans Gauthier, F., Beauchesne-Martel, P., Fréchette, L.G., *The 9th International Workshop on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications*, Power MEMS, 1-4 décembre, 2009, Washington, États-Unis, p. 542-545.
- Li, X., Lee, W., Wong, M. et Zohar, Y. (2000). Gas flow in constriction microdevices, *Sensors and Actuators*, volume 83, numéro 1, pp. 277-283.
- Liu, A. Q., Li, J., Zhang, Q., X., (2006). Tolerance analysis for comb-drive actuator using DRIE fabrication, *Sensors and Actuators*, volume 125, numéro 2, pp. 494-503.
- Menter, F.R. (1993). Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows, *AIAA*, volume 32, numéro 8.
- Menter, F. R., Kuntz M., et Langtry, R. (2003). Ten Years of Experience with the SST Turbulence Model, Hanjalic, K. , Nagano, Y. et Tummers, M. (eds), *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, volume 4, Begell House Inc. p. 625-632.
- Miller, Richard W. (1996). *Flow measurement engineering handbook*, 3^{ème} édition, McGraw-Hill, New-York, États-Unis.
- MKS instruments (2011). *MKS Technology for productivity*. www.mksinst.com (page consultée le premier octobre 2011).

- Morrison, Gerald L. (2003). Euler Number Based Orifice Discharge Coefficient Relationship, *Journal of Fluids Engineering*, volume 125, numéro 1, p. 189-202.
- Mirshekari, G. (2010). Compressible Microchannel Flow. Dans Brouillette, M., *European Fluids Engineering Summer Meeting*, ASME. *Proceedings of 8th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*, 1-5 août, 2010, Montréal, Canada, p. 433-441.
- Mishra, C. et Peles, Y. (2005). Incompressible and Compressible Flows Through Rectangular Microorifices Entranced in Silicon Microchannels, *Journal of Microelectromechanical System*, volume 14, numéro 5, p. 1000-1012.
- Park, S., Lee, J., Les, K. et Kim, K. (2007). Characteristics of Micro-Thermoelectric Mass Flow Sensors with Si₃N₄/SiO₂/Si₃N₄ Thermal Isolation Membrane. *Japanese Journal of Applied Physics*, volume 46, numéro 12, p. 7916-7919.
- Parker Orings. (2007). *Parker O-ring Handbook*, édition du 50^{ème} anniversaire. Parker Hannifin Corporation, Cleveland, États-Unis, 292 p.
- Papautsky, I., (1999). Effects of rectangular microchannel aspect ratio on laminar friction constant. Dans Gale, B.K., Mohanty, S., Ameel, T.A., Frazier, A.B., *Proceedings of the SPIE - The International Society for Optical Engineering, Microfluidic Devices and Systems*, volume 3877, Santa Clara, États-Unis, p. 147-158
- Pedersen, C., Jespersen, S.T., Jacobsen, K.W., Krog, J.P., Christensen, C. et Thomsen, E.V. (2004). Highly reliable O-ring packaging concept for MEMS pressure sensors. *Sensors and Actuators*, volume 115, numéro 2-3, p. 617-627.
- Pinho, F.T. et P.J. Oliveira, P.J. (1999). Analysis of forced convection in pipes and channels with the simplified Phan-Thien-Tanner-fluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume 43, numéro 13, p. 2273-2287.
- Ramamurthi K. et Nandakumar, K. (1999). Characteristics of flow through small sharp-edged cylindrical orifices, *Flow Measurement and Instrumentation*, volume 10, numéro 3, pp. 133-143.
- Reader-Harris, M. J., Sattary J. A. et Spearman, E. P. (1995). The orifice plate discharge coefficient equation-further work, *Flow Measurement and Instrumentation*, volume 6, numéro 2 p. 101-114.
- Richter, M. (1999). A novel flow sensor with high time resolution based on differential pressure principle. Dans Wackerle, M., Woias, P. et Hillerich, B., *Micro Electro Mechanical Systems*, 1999. MEMS '99, Twelfth IEEE International Conference, January 17-21, 1999, Orlando, États-Unis, p. 118-123.
- Shapiro, A. (1953). *Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, 1^{ère} édition, volume 1, Ronald Press Co, NewYork, États-Unis, 647 p.

- Singh, S. N., Gandhi. B. K., Seshadri V. et Chauhan, V. S. (2003). Design of a bluff body for development of variable area orifice-meter, *Flow Measurement and Instrumentation*, volume 15, numéro 2, p. 97-103.
- Sun, Y. Heilmann, R. K., Chen, C. G., Spenko, Forest, M. J. C. R. et Schattenburg, M. L., (2003). Precision microcomb design and fabrication for x-ray optic assembly. *Journal of Vacuum Science and Technology B (Microelectronics and Nanometer Structures)*, volume 21, numéro 6, p. 2970-4.
- White, Frank M. (1999). *Fluid Mechanics*, 4^{ème} édition, McGraw-Hill, Boston, États-Unis, 826 p.
- Yakhot, V., Orszag, S. A. (1986). Renormalization Group Analysis of Turbulence: I. Basic Theory, *Journal of Scientific Computing*, volume 1, numéro. 1, p. 1-51.
- Yener, Y., Kakaç, S., Avelino, M. et Okutucu, T. (2005). Single-Phase Forced Convection In Microchannels A State-of-the-Art Review. S. Kakaç *et al. (eds.)*, *Microscale Heat Transfer Fundamentals and Applications*, volume 193, p. 1-24.
- Zheng, X. et Silber-Li, Z. (2008). Measurement of velocity profiles in a rectangular microchannel with aspect ratio $\alpha = 0.35$. *Experiments in Fluids*, volume 44, numéro 6, p. 951-951.